

**ESTUDIO DE FLUIDOS FLUORADOS DE BAJO POTENCIAL DE
CALENTAMIENTO ATMOSFÉRICO PARA APLICACIONES DE
BAJA TEMPERATURA EN REFRIGERACIÓN COMERCIAL**



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

Instituto de Seguridad, Radiofísica y Medioambiente (ISIRYM)
Universidad Politécnica de Valencia

TESIS DOCTORAL

Programa de Doctorado en Ingeniería y Producción Industrial

Presenta:
Jorge Ramiro Haro Ortuño

Directores:
Dr. Joaquín Navarro Esbrí
Dr. Adrián Mota Babiloni
Tutor:
Dr. Gumersindo Verdú Martín

Valencia, Noviembre de 2018

Resumen

La refrigeración es uno de los sectores del conocimiento que más aplicaciones tiene en el mundo. Sus áreas de aplicación van desde la conservación de los alimentos hasta los más sofisticados procesos industriales.

La tecnología de refrigeración más extendida es la de los sistemas por compresión de vapor. A lo largo de la historia estos sistemas han contribuido dos efectos negativos para el medio ambiente: la destrucción de la capa de ozono (que en la actualidad ha sido solucionado) y la emisión de gases de efecto invernadero (GEI) a la atmósfera.

Una parte de las emisiones de GEI están relacionadas con los sistemas de refrigeración. Estas emisiones se deben principalmente a dos factores: las fugas de refrigerantes (emisiones directas) y la eficiencia energética de los sistemas (emisiones indirectas). Siendo las emisiones de GEI causantes en gran medida del cambio climático, si no se toman medidas para mitigarlas podrían causar muchas pérdidas a varios niveles (económico, ambiental, social). Así pues, la cantidad importante de emisiones de GEI relacionadas con la refrigeración comercial hace de este sector el objeto de estudio.

Muchos de los refrigerantes que han sido usados en sistemas de refrigeración presentan altos valores de potencial de calentamiento atmosférico (PCA) y esto determina que estas sustancias contribuyan en gran medida al calentamiento global. En el caso de la refrigeración comercial el más extendido es el R404A, con un PCA de 3922. Debido a su elevada utilización actual, este refrigerante es tomado como referencia para evaluar las nuevas alternativas. En los últimos años la Unión Europea expidió el Reglamento nº 517/2014 el cual establece que las sustancias fluoradas con $\text{PCA} > 150$ deben ser reemplazadas en la mayor parte de los sistemas de refrigeración comercial. Es por ello por lo que el presente trabajo analiza y evalúa alternativas de reemplazo para el R404A.

Inicialmente se realiza una revisión del estado del sector de la refrigeración comercial, y de los fluidos refrigerantes que han sido usados hasta la actualidad. Se analizan parámetros de eficiencia energética, seguridad e impacto ambiental, entre otros. Como consecuencia, se determina que las alternativas más viables son el R454C y el R455A. Ambas mezclas presentan un PCA de 148 y son ligeramente inflamables.

Con el fin de analizar los rendimientos teóricos, se simula el comportamiento de los refrigerantes en un ciclo termodinámico de compresión de vapor básico, utilizando el programa REFPROP v.9.1 para el cálculo de las propiedades termofísicas de los refrigerantes. La simulación se realiza bajo varias condiciones de operación y analizando la posibilidad de trabajar con intercambiador intermedio (II). Para acercar los resultados de la simulación al comportamiento experimental, se efectúan varias suposiciones, asimilándolas a las presentes en el banco de ensayos objeto del trabajo experimental del presente trabajo.

La simulación muestra un decrecimiento tanto de los caudales máxicos como de las capacidades frigoríficas de las alternativas con relación al R404A, mientras que los valores del COP son mayores. Por otro lado, la temperatura de descarga se mantiene bajo el límite permitido para los ensayos sin II, pero se incrementa peligrosamente al trabajar con II a altas tasas de compresión.

Posteriormente, se realiza el análisis experimental en un banco de ensayos, el cual posee un circuito principal por el que circulan los refrigerantes y dos circuitos secundarios los que mantienen las condiciones estables en el condensador y evaporador. El banco de pruebas está dotado de una serie de instrumentos de medición de temperatura, presión, caudal y consumo eléctrico que son monitorizados y almacenados en un ordenador.

De los análisis experimentales, se determina que las alternativas presentan similares capacidades frigoríficas al R404A, pero también incrementa el rendimiento energético con relación a este fluido, por lo que los hace buenos candidatos para reemplazarlo. Así mismo, en ninguna condición al trabajar sin II la temperatura de descarga supera el límite establecido para evitar daños en el compresor.

Por otro lado, el R454C y el R455A presentaron ligeros incrementos en la capacidad frigorífica y en la eficiencia energética al trabajar con II. Sin embargo, las temperaturas de descarga se incrementan en gran medida y podrían superar la temperatura límite sobre todo en altas tasas de compresión, por lo que no es recomendable utilizar el II.

Debido a que el R454C y el R455A presentan bajos valores de PCA (que les permite cumplir con la normativa nº 517/2014), mayores valores de eficiencia energética que el R404A, y que se adaptan apropiadamente a su sistema, se convierten en buenas alternativas a corto plazo. Como consecuencia, se recomienda la utilización de estos refrigerantes para reducir las emisiones de CO₂ equivalentes en sistemas de refrigeración comercial en aquellas aplicaciones que su carga no sobrepase la cantidad máxima permitida para refrigerantes ligeramente inflamables.

Summary

Refrigeration is a sector of knowledge with a relevant number of applications around the world. It covers a wide range of cold production applications, from food preservation to the most sophisticated industrial processes.

The most widespread refrigeration technology is the vapor compression system. Throughout history, these systems are having a negative contribution to the environment through two negative effects: the ozone layer depletion (which is being solved today) and the emission of greenhouse gases (GHGs) into the atmosphere.

A significant part of GHG emissions are related to the operation of refrigeration systems, mainly due to two factors: the accidental leakage of refrigerants (direct emissions) and the energy used by these systems (indirect emissions). GHG emissions are largely responsible for climate change and they could cause many losses at various levels (economic, environmental, social) if no mitigation measures are taken. Thus, the significant amount of GHG emissions related to the commercial refrigeration makes this sector the object of study.

Many of the working fluids used in refrigeration systems have high values of global warming potential (GWP) and, therefore, these substances have a significant contribution to the increase of the global mean temperature. In the case of commercial refrigeration, the most commonly fluid is R404A, with a GWP of 3922. Consequently, this refrigerant is taken as a reference for the evaluation of the new alternatives. In the recent years, HFC refrigerants are being controlled by the European Regulation No. 517/2014, which states that fluorinated gases with GWP above 150 should be replaced in most of the commercial refrigeration applications. Due to this situation, the present study analyzes and evaluates the feasibility of low GWP alternatives to R404A.

First, the state of art of the commercial refrigeration sector is reviewed, and the main properties of the refrigerants have been proposed to date are presented, including parameters related to energy efficiency, safety and environmental impact, among others. As a result, it is determined that the most viable alternatives are R454C and R455A. Both mixtures have a GWP of 148 and are slightly flammable.

The behaviour of the refrigerants in a basic thermodynamic vapour compression cycle is simulated to analyse the theoretical performance, using the REFPROP v.9.1 program to calculate the thermophysical properties of the refrigerants. The simulation is carried out considering several operating conditions and analysing the possibility of working with intermediate heat exchanger (IHX). Several assumptions are made to approximate the simulation to the experimental behaviour, considering the characteristics of the test bench used in the experimental procedure of the present work.

The simulation shows a decrease in both the mass flow rate and the refrigeration cooling capacity of the alternatives in comparison to R404A, while the COP is always higher for the new mixtures. Besides, the discharge temperature for the tests without IHX is below the limit, but it increases when working with IHX at high pressure ratio.

Then, the experimental analysis is carried out in a refrigeration test bench, which is equipped with a main refrigeration circuit and two secondary circuits that maintain the operating conditions in the condenser and evaporator. The test bench is also equipped with sensors for a continuous measurement and display of the temperature, pressure, flow and electrical consumption in different parts of the circuit.

The experimental results show that R454C and R455A have similar cooling capacity to that of R404A, but they also have higher energy performance in comparison to this fluid, and therefore they can be considered good candidates to replace it. Likewise, when the IHX is not used, the discharge temperature never exceeds the established safety limit.

On the other hand, R454C and R455A showed a slight increase in cooling capacity and energy performance when working with IHX. However, the discharge temperature increases greatly and could exceed the limit temperature, especially at high compression rates, so it is not advisable to use the IHX.

Because R454C and R455A have low GWP values (which allows them to comply with European Regulations for the control and reduction of fluorinated greenhouse gases), higher values of energy performance than R404A, and they can be adapted appropriately to its system, they become good alternatives in the short term. Therefore, the use of these refrigerants is recommended to reduce CO₂ equivalent emissions in commercial refrigeration systems in applications which refrigerant charge does not exceed the maximum allowed for slightly flammable refrigerants.

Resum

La refrigeració és un dels sectors de coneixement que més aplicacions té al món. Les seves àrees d'aplicació van des de la conservació d'aliments fins als més sofisticats processos industrials.

La tecnologia de refrigeració més estesa són els sistemes de compressió de vapor. Al llarg de la història, aquests sistemes han contribuït mitjançant dos efectes negatius per al medi ambient: l'esgotament de la capa d'ozó (en l'actualitat està sent ja poc a poc solucionat) i l'emissió de gasos d'efecte hivernacle (GEH) a l'atmosfera.

Una part de les emissions de GEH estan relacionades amb els sistemes de refrigeració. Aquestes emissions es deuen principalment a dos factors: les fugues de refrigerants (emissions directes) i l'eficiència energètica dels sistemes (emissions indirectes). Per ésser les emissions de GEH les causants en gran mesura del canvi climàtic, si no es prenen mesures per mitigar podrien causar moltes pèrdues a diversos àmbits (econòmic, ambiental, social). Així doncs, l'objecte d'aquest estudi és la refrigeració comercial degut a la important quantitat d'emissions de GEH relacionades amb aquest sector.

Molts dels refrigerants que han estat emprats en sistemes de refrigeració presenten alts valors de potencial d'escalfament atmosfèric (PEA) i això determina que aquestes substàncies contribueixin en gran mesura a l'escalfament global. En el cas de la refrigeració comercial, el més estès és el R404A, amb un PEA de 3922. A causa de la seva elevada utilització, aquest refrigerant és pres com a referència per avaluar les noves alternatives. En els últims anys, la Unió Europea va aprovar el Reglament n° 517/2014, el qual estableix que les substàncies fluorades amb $PEA > 150$ han de ser reemplaçades en la major part dels sistemes de refrigeració comercial. És per això que el present treball analitza i avalua alternatives per reemplaçar al R404A.

Inicialment es realitza una revisió de l'estat del sector de la refrigeració comercial, i dels fluids refrigerants que han estat usats fins a l'actualitat. S'analitzen paràmetres relacionats amb l'eficiència energètica, seguretat i impacte ambiental, entre d'altres. Com a conseqüència es determina que les alternatives més viables són el R454C i el R455A. Ambdues mesclades presenten un PEA de 148 i són lleugerament inflamables.

Per tal d'analitzar els rendiments teòrics se simula el comportament dels refrigerants en un cicle termodinàmic de compressió de vapor bàsic utilitzant el programa REFPROP v.9.1 per al càlcul de les propietats termofísiques dels refrigerants. La simulació es realitza sota diverses condicions d'operació i tenint en compte la possibilitat de treballar amb un intercanviador intermedi (II). Per apropar els resultats de la simulació al comportament experimental, s'efectuen diverses suposicions que assimilen l'estudi teòric al banc d'assajos objecte del treball experimental.

La simulació mostra un decreixement tant dels cabals màssics com de les capacitats frigorífiques de les alternatives amb relació al R404A, mentre que els valors del COP resulten majors. D'altra banda, la temperatura de descàrrega es manté sota el límit permès per als assajos sense II, però s'incrementa perillosament quan es treballa amb II a altes taxes de compressió.

Posteriorment, es realitza l'anàlisi experimental a un banc d'assajos, el qual està compost per un circuit principal pel qual circulen els refrigerants, i per dos circuits secundaris els que mantenen les condicions al condensador i evaporador. El banc de proves inclou sensors de mesura de temperatura, pressió, consum i cabals.

Dels resultats experimentals es pot determinar que les alternatives de baix PEA presenten similars capacitats frigorífiques al R404A, però addicionalment incrementem el seu rendiment energètic amb relació al HFC. Així mateix, sense II, no supera el límit establert de temperatura de descàrrega a cap condició. Per tant, aquests refrigerants poden ser bons candidats per reemplaçar al R404A en sistemes de refrigeració comercial.

D'altra banda, el R454C i el R455A presenten lleugers increments en la capacitat frigorífica i en l'eficiència energètica en treballar amb II. No obstant això, les temperatures de descàrrega s'incrementen en gran mesura i podrien superar la temperatura límit en altes taxes de compressió, de manera que no és recomanable utilitzar el II per evitar danys en el compressor i pels mínims beneficis energètics que aporta.

Donat que R454C i el R455A presenten baixos valors de PEA (que els permet complir amb la normativa europea per al control i reducció de gasos fluorats d'efecte hivernacle), majors valors d'eficiència energètica que el R404A i s'adapten apropiadament als seus sistemes, es converteixen en bones alternatives a curt termini. Com a conseqüència, es recomana la utilització d'aquests refrigerants per reduir les emissions de CO₂ equivalents dels sistemes de refrigeració comercial en aquelles aplicacions que la seua càrrega no sobrepassi la quantitat màxima permesa per refrigerants lleugerament inflamables.

Índice

Resumen.....	I
Summary.....	III
Resum	V
Índice	VII
Índice de Imágenes.....	XI
Índice de Tablas	XVII
Capítulo 1 Introducción	1
1.1. Importancia de la refrigeración.....	1
1.2. Refrigeración.....	5
1.3. Tipos de sistemas de refrigeración	6
1.3.1. Refrigeración mecánica	8
1.3.2. Funcionamiento básico del sistema de refrigeración mecánica ..	12
1.3.3. Refrigeración y medio ambiente	15
1.3.4. Emisiones a la atmósfera de GEI	20
1.3.5. Evolución de los refrigerantes	32
1.3.6. Normativa sobre el uso de refrigerantes	37
1.4. Objetivos	39
1.5. Hipótesis.....	40
1.6. Metodología	40
1.7. Organización del documento.....	40

1.8. Conclusiones	41
Capítulo 2 Estado del arte	43
2.1. Refrigerantes usados en aplicaciones comerciales	43
2.2. Tendencias de las nuevas alternativas de refrigerantes en refrigeración comercial	45
2.3. Emisiones atmosféricas	50
2.4. Denominación de los refrigerantes	51
2.5. Designación ASHRAE para refrigerantes	51
2.5.1. Sistema de numeración ASHRAE.	51
2.5.2. Clasificación de seguridad ASHRAE	53
2.6. Deslizamiento o glide	55
2.7. Refrigerantes en refrigeración comercial	57
2.7.1. Refrigerantes naturales	58
2.7.2. Refrigerantes sintéticos	62
2.8. Conclusiones	78
Capítulo 3 Estudio teórico	79
3.1. Consideraciones	79
3.2. Ciclo de refrigeración	79
3.3. Refrigerantes de estudio	81
3.4. Condiciones y simplificaciones del sistema estudiado	83
3.5. Simulación de condiciones y ecuaciones	84
3.5.1. Temperatura de condensación y evaporación	84
3.5.2. Tasa de compresión	86
3.5.3. Suposiciones del análisis teórico	87
3.5.4. Parámetros energéticos	88

3.5.5.	<i>Caudal másico</i>	89
3.6.	Análisis teórico y comparativo entre el R404A y sus alternativas	92
3.6.1.	<i>Caudal másico</i>	92
3.6.2.	<i>Capacidad frigorífica</i>	96
3.6.3.	<i>Coefficiente de rendimiento COP</i>	101
3.6.4.	<i>Temperatura de descarga del compresor</i>	107
3.7.	Conclusiones	109
Capítulo 4 Descripción del estudio experimental		111
4.1.	Consideraciones	111
4.2.	Descripción de equipos	111
4.2.1.	<i>Circuito principal</i>	113
4.2.2.	<i>Circuitos secundarios</i>	119
4.2.3.	<i>Sensores</i>	126
4.2.4.	<i>Sistema de adquisición de datos</i>	128
4.3.	Metodología	131
4.3.1.	<i>La toma de datos</i>	132
4.3.2.	<i>Validación de datos</i>	133
4.4.	Condiciones operativas	136
4.5.	Metodología para el análisis de resultados	137
4.6.	Conclusiones	142
Capítulo 5 Análisis de resultados		143
5.1.	Consideraciones	143
5.2.	Caudal másico	143
5.3.	Capacidad frigorífica	155
5.4.	Coefficiente de rendimiento COP	162

5.5. Temperatura de descarga del compresor	177
5.6. Conclusiones	180
Capítulo 6 Conclusions and future work	183
Conclusions.....	183
Future work.....	186
Bibliografía.....	189

Índice de Imágenes

Imagen 1.1. Equipos de refrigeración aplicados a la conservación de alimentos	2
Imagen 1.2. Equipos de refrigeración aplicados a la medicina	2
Imagen 1.3. Equipos de refrigeración aplicados a la industria petroquímica	3
Imagen 1.4. Clasificación general de los sistemas de refrigeración artificial	7
Imagen 1.5. Clasificación de los sistemas de refrigeración artificial mediante procesos físicos	8
Imagen 1.6. Esquema energético de un sistema de refrigeración	9
Imagen 1.7. Gráficos ciclos ideales de un sistema de refrigeración por compresión con las temperaturas de evaporación y condensación a) sin especificar, y b) especificadas	10
Imagen 1.8. Sistema de refrigeración mecánica	11
Imagen 1.9. Esquema de un sistema de refrigeración por compresión	13
Imagen 1.10. Sistema de refrigeración por compresión de vapor: a) esquema y b) gráfico P-h	14
Imagen 1.11. Gráfico a) T-s, y b) P-h	15
Imagen 1.12. Proceso de agotamiento de la capa de ozono por CFCs	17
Imagen 1.13. Posibles efectos del calentamiento global	19
Imagen 1.14. Concentración de los GEI en la atmósfera desde el año 0 hasta 2005	20
Imagen 1.15. Emisiones de GEI en sistemas de refrigeración	22
Imagen 1.16. GEI emitidos en CO₂-eq 2006	23
Imagen 1.17. Emisiones directas refrigeración (% CO₂-eq) EU 2001	24
Imagen 1.18. Energía consumida por aplicaciones	25
Imagen 1.19. Energía consumida por sectores de refrigeración	25
Imagen 1.20. Emisiones indirectas refrigeración (% CO₂-eq) EU 2001	26
Imagen 1.21. Unidades de condensación	28
Imagen 1.22. Sistemas autónomos	28
Imagen 1.23. Sistemas centralizados	29

Imagen 1.24. Sistemas centralizados directos.....	30
Imagen 1.25 Sistemas centralizados indirectos	31
Imagen 1.26. Cantidad de refrigerante en aplicaciones comerciales según tipo de equipo 2006 (%)	32
Imagen 2.1. Porcentaje refrigerantes HFCs almacenados 2006	43
Imagen 2.2. Tendencias de refrigerantes de bajo PCA en sistemas de refrigeración por compresión de vapor	46
Imagen 2.3. Temperaturas de evaporación típicas de diferentes HFCs.....	48
Imagen 2.4. Temperaturas de evaporación típicas de diferentes refrigerantes sintéticos de bajo PCA	49
Imagen 2.5. Temperaturas de evaporación típicas de diferentes refrigerantes naturales	49
Imagen 2.6. Numeración establecida por la ASHRAE para refrigerantes	51
Imagen 2.7. Esquema de método para numerar los refrigerantes según la ASHRAE	52
Imagen 2.8. Matriz de la clasificación ASHRAE de seguridad de los refrigerantes	55
Imagen 2.9. Ciclo de compresión de vapor de una etapa, refrigerante azeotrópico, a) T-s, y b) P-h	56
Imagen 2.10. Ciclo de compresión de vapor de una etapa, refrigerante zeotrópico, a) T-s, y b) P-h	57
Imagen 3.1. Sistema de refrigeración por compresión de vapor de ciclo de expansión directa a) Esquema, y b) curva P - h	80
Imagen 3.2. Configuraciones del sistema de refrigeración por compresión de vapor en ciclo básico, a) en cascada, b) circuito secundario	81
Imagen 3.3. Comportamiento de las líneas de saturación de líquido y de vapor de los refrigerantes R404A, R454C y R455A	83
Imagen 3.4. Presión y temperatura de evaporación por refrigerantes	85
Imagen 3.5. Presión y temperatura de condensación por refrigerante	86
Imagen 3.6. Variación de caudales máscos de las alternativas a 50 Hz y sin II comparados con el R404A	93
Imagen 3.7. Densidad de aspiración de las alternativas comparadas con el R404A.....	94

Imagen 3.8. Variación de caudales máscicos de las alternativas a 50 Hz y con II comparadas con sus ciclos básicos	95
Imagen 3.9. Variación porcentual del R454C con relación al R404A sin II, a) capacidad frigorífica, b) efecto refrigerante.....	97
Imagen 3.10. Variación porcentual del R455A con relación al R404A sin II, a) capacidad frigorífica, b) efecto refrigerante.....	98
Imagen 3.11. Variación porcentual del R454C y del R455A trabajando con II con relación a sus ciclos básicos, a) capacidad frigorífica, b) efecto refrigerante	100
Imagen 3.12. Variación porcentual del R454C con relación al R404A sin II, a) COP, b) trabajo de compresión isentrópico	102
Imagen 3.13. Variación porcentual del R455A con relación al R404A sin II, a) COP, b) trabajo de compresión isentrópico	104
Imagen 3.14. Variación porcentual del R454C y del R455A trabajando con II con relación a sus ciclos básicos, a) COP, b) trabajo de compresión isentrópico	106
Imagen 3.15. Temperatura de descarga de las alternativas de refrigerantes sin II	107
Imagen 3.16. Temperatura de descarga de las alternativas de refrigerantes con II	108
Imagen 4.1. Banco de pruebas de refrigerantes utilizado en la fase experimental	112
Imagen 4.2. Esquema del banco de pruebas y de sus circuitos secundarios ..	113
Imagen 4.3. Compresor alternativo tipo abierto	114
Imagen 4.4. Condensador carcasa - tubos	115
Imagen 4.5. Válvula de expansión termostática	116
Imagen 4.6. Evaporador de placas	117
Imagen 4.7. Intercambiador intermedio	118
Imagen 4.8. Características geométricas del II	119
Imagen 4.9. Esquema del circuito de aportación de carga térmica del evaporador (CAC)	120
Imagen 4.10. a) Circuito de aportación de carga térmica, b) bomba del circuito de aportación de carga térmica	121

Imagen 4.11. a) Depósito acumulador, b) vaso de expansión, c) PID, d) caudalímetro.....	122
Imagen 4.12. Circuito de disipación de calor del condensador (CDC)	123
Imagen 4.13. a) Enfriadora, b) Aerotermo, c) Bomba impulsora, d) Válvula de equilibrio STAD	124
Imagen 4.14. a) Vaso de expansión, b) Caudalímetro electromagnético.....	125
Imagen 4.15. Esquema sistema de adquisición de datos.....	129
Imagen 4.16. a) Tarjetas de corriente), b) Tarjeta de sensores de temperatura, c) Chasis del adquisidor.....	130
Imagen 4.17. La interfaz gráfica del software usado en la adquisición de datos	131
Imagen 4.18. Presión de condensación de un ensayo monitoreado en estado estacionario.....	133
Imagen 4.19. Presión de evaporación de un ensayo monitoreado en estado estacionario.....	134
Imagen 4.20. Grado de recalentamiento de un ensayo monitoreado en estado estacionario.....	134
Imagen 4.21. Grado de subenfriamiento de un ensayo monitoreado en estado estacionario.....	135
Imagen 4.22. Caudal másico de refrigerante de un ensayo monitoreado en estado estacionario	135
Imagen 4.23. Balance energético evaporador lado del refrigerante y lado de mezcla agua/glicol	141
Imagen 5.1. Rendimiento volumétrico respecto a la tasa de compresión a 50 Hz y sin II.....	144
Imagen 5.2. Caudales másicos de los refrigerantes a 50 Hz y sin II	145
Imagen 5.3. Rendimiento volumétrico de los refrigerantes a 50 Hz y sin II..	146
Imagen 5.4. Densidades de aspiración de los refrigerantes a 50 Hz y sin II..	147
Imagen 5.5. Rendimiento volumétrico respecto a la tasa de compresión a 50 Hz con y sin II.....	148
Imagen 5.6. Caudales másicos de los refrigerantes a 50 Hz con y sin II	149
Imagen 5.7. Rendimiento volumétrico de los refrigerantes a 50 Hz con y sin II	150

Imagen 5.8. Densidad en aspiración de los refrigerantes a 50 Hz con y sin II	151
Imagen 5.9. Rendimiento volumétrico respecto a la tasa de compresión a 35 Hz con y sin II	152
Imagen 5.10. Caudales máxicos de los refrigerantes a 35 Hz con y sin II	153
Imagen 5.11. Rendimientos volumétricos de los refrigerantes a 35 Hz con y sin II	154
Imagen 5.12. Rendimientos volumétricos de los refrigerantes a 35 Hz con y sin II	155
Imagen 5.13. Capacidad frigorífica de los refrigerantes a 50 Hz con y sin II	156
Imagen 5.14. Efecto refrigerante de los refrigerantes a 50 Hz y sin II	157
Imagen 5.15. Capacidades frigoríficas de los refrigerantes a 50 Hz con y sin II	158
Imagen 5.16. Efecto frigorífico de los refrigerantes a 50 Hz con y sin II	159
Imagen 5.17. Capacidad frigorífica de los refrigerantes a 35 Hz con y sin II	160
Imagen 5.18. Efecto refrigerante de los refrigerantes a 35 Hz con y sin II	161
Imagen 5.19. COP de los refrigerantes a 50 Hz y sin II	166
Imagen 5.20. Potencia de compresión de los refrigerantes a 50 Hz y sin II	167
Imagen 5.21. Rendimiento global del compresor a 50 Hz y sin II	168
Imagen 5.22. Rendimiento global del compresor respecto a la tasa de compresión a 50 Hz y sin II	169
Imagen 5.23. COP de los refrigerantes a 50 Hz con y sin II	170
Imagen 5.24. Potencia de compresión de los refrigerantes a 50 Hz con y sin II	171
Imagen 5.25. Rendimiento global del compresor a 50 Hz con y sin II	172
Imagen 5.26. Rendimiento global del compresor respecto a la tasa de compresión a 50 Hz con y sin II	173
Imagen 5.27. COP de los refrigerantes a 35 Hz con y sin II	174
Imagen 5.28. Potencia de compresión de los refrigerantes a 35 Hz con y sin II	175
Imagen 5.29. Rendimiento global del compresor a 50 Hz y sin II	176
Imagen 5.30. Rendimiento global del compresor respecto a la tasa de compresión a 50 Hz y sin II	177
Imagen 5.31. Temperatura de los refrigerantes a 50 Hz y sin II	178

Imagen 5.32. Temperatura de descarga de los refrigerantes a 50 Hz con y sin II	179
Imagen 5.33. Temperatura de descarga de los refrigerantes a 35 Hz con y sin II	180

Índice de Tablas

Tabla 1. 1. Número de sistemas de refrigeración en operación en el mundo por aplicación	4
Tabla 1. 2. Número de unidades de equipos de refrigeración comercial en operación en el mundo.....	27
Tabla 1. 3. Datos comparativos de equipos de refrigeración comercial.....	31
Tabla 1. 4. Ventajas y desventajas de los refrigerantes naturales	36
Tabla 2. 1. Refrigerantes utilizados históricamente por aplicaciones en refrigeración comercial y alternativas a principios del siglo XXI.	44
Tabla 2. 2. Características técnicas de refrigerantes utilizados en refrigeración comercial.....	45
Tabla 2. 3. Estimación de penetración en el mercado de la refrigeración comercial de los tipos de refrigerantes	45
Tabla 2. 4. Datos comparativos de las principales características de los tipos de refrigerantes de bajo PCA.....	47
Tabla 2. 5. Características técnicas del R404A	58
Tabla 2. 6. Características técnicas de los principales refrigerantes naturales	59
Tabla 2. 7. Principales aplicaciones en refrigeración comercial para refrigerantes naturales	59
Tabla 2. 8. Características técnicas de los refrigerantes HFC con bajo PCA .	63
Tabla 2. 9. Características técnicas de los refrigerantes HFO puros	65
Tabla 2. 10. Aplicaciones a la refrigeración comercial de los HFOs puros	65
Tabla 2. 11. Características de mezclas HFC/HFO de PCA medio.....	67
Tabla 2. 12. Aplicaciones de las mezclas HFC/HFO en refrigeración comercial	68
Tabla 2. 13. Características técnicas de los refrigerantes HFC/HFO de bajo PCA	74
Tabla 2. 14. Aplicaciones en refrigeración comercial de refrigerantes HFC/HFO de bajo PCA.....	74

Tabla 2. 15. Resumen de los ensayos del R455A en un test de compresor calorímetro	75
Tabla 3. 1. Principales características de los refrigerantes de estudio	82
Tabla 3. 2. Tasas de compresión de los refrigerantes analizados para las distintas temperaturas de evaporación y condensación	87
Tabla 3. 3. Cálculo de los rendimientos volumétricos como proceso isentrópico de los refrigerantes.....	91
Tabla 4. 1. Características técnicas del compresor	114
Tabla 4. 2. Características técnicas condensador de carcasa - tubos	115
Tabla 4. 3. Características técnicas de la válvula de expansión termostática	116
Tabla 4. 4. Características técnicas del evaporador de placas.....	117
Tabla 4. 5. Características técnicas del intercambiador intermedio	118
Tabla 4. 6. Características técnicas de los elementos constitutivos del CAC.....	123
Tabla 4. 7. Características técnicas de los elementos constitutivos del CDC.....	126
Tabla 4. 8. Características técnicas de los sensores del banco de pruebas.....	127
Tabla 4. 9. Especificaciones técnicas del adquirente del sistema	130
Tabla 4. 10. Incertidumbres calculadas para el parámetro capacidad frigorífica a 50 Hz con y sin II	138
Tabla 4. 11. Incertidumbres calculadas para el parámetro capacidad frigorífica a 35 Hz con y sin II	139
Tabla 5. 1. Resumen de tasas de compresión, rendimientos volumétricos y rendimientos globales del compresor de las condiciones ensayadas a régimen de giro 50 Hz y sin II.....	163
Tabla 5. 2. Resumen de tasas de compresión, rendimientos volumétricos y rendimientos globales del compresor de las condiciones ensayadas a régimen de giro 50 Hz y con II.....	163
Tabla 5. 3. Resumen de tasas de compresión, rendimientos volumétricos y rendimientos globales del compresor de las condiciones ensayadas a régimen de giro 35 Hz y sin II.....	163
Tabla 5. 4. Incertidumbres calculadas para el parámetro COP a 50 Hz con y sin II	164
Tabla 5. 5. Incertidumbres calculadas para el parámetro COP a 35 Hz con y sin II	165

Capítulo 1

Introducción

1.1. Importancia de la refrigeración

El avance de la refrigeración en los últimos años ha desempeñado un papel trascendental en el desarrollo de la sociedad. La refrigeración ha dado importantes contribuciones a la mejora de la calidad y esperanza de vida de los seres humanos.

Existen muchos aspectos de la vida cotidiana que tienen relación con este sector, entre los que destacan la conservación de alimentos, el acondicionamiento del aire interior de habitáculos y otras aplicaciones relacionadas (International Institute of Refrigeration (IIR), 2007). Además, la refrigeración es utilizada ampliamente para la conservación de productos en la industria alimentaria y farmacéutica, en tratamientos médicos que requieren bajas temperaturas, en procesos industriales, y en la generación energética, entre otros.

Como se ha mencionado, una de las aplicaciones más extendidas de la refrigeración es la conservación y congelación de alimentos (Imagen 1.1). La refrigeración mantiene a los productos alimentarios en perfecto estado para ser consumidos, y reduce las pérdidas de producción en la poscosecha o en el postsacrificio. Además, permite almacenar los alimentos por largos periodos, alargando su vida útil y conservando sus características organolépticas o propiedades sin que se produzca su descomposición. La falta o una inadecuada cadena de frío causa pérdidas significativas de alimentos en el mundo, cuantificadas aproximadamente en un 20% del suministro mundial (International Institute of Refrigeration, (IIR), 2015).



Imagen 1.1. Equipos de refrigeración aplicados a la conservación de alimentos

En el campo de la medicina, la refrigeración también es de suma importancia. Sus aplicaciones van desde la utilización en equipos médicos de imagen, como resonancias magnéticas (Imagen 1.2), hasta la fabricación, transporte y conservación de medicamentos.



Imagen 1.2. Equipos de refrigeración aplicados a la medicina

Otro claro ejemplo de utilización de las tecnologías de refrigeración es el sector industrial en el área petroquímica, para llevar a cabo el procesado del petróleo (Imagen 1.3). También se puede mencionar el campo agroalimentario o el área de las tecnologías de la información o de la biotecnología, cuyos productos manufacturados dependen de la calidad de las condiciones del ambiente interior controlados por medio de los avances en aire acondicionado (International Institute of Refrigeration (IIR), 2007).



Fuente: <http://orlandoaircon.co.uk/wp-content/uploads/2015/02/PROCESS.jpg>

Imagen 1.3. Equipos de refrigeración aplicados a la industria petroquímica

En el campo de la energía se pueden mencionar los procesos criogénicos que hacen posible obtener el gas natural licuado o la licuefacción del hidrógeno. Adicionalmente, la producción, transporte y almacenamiento de combustibles criogénicos como el hidrógeno y oxígeno es vital en la industria espacial. Otra aplicación interesante basada en la misma tecnología son las bombas de calor, sistemas energéticamente eficientes de generación de calor (International Institute of Refrigeration (IIR), 2007).

Dada la gran cantidad de aplicaciones de la refrigeración en la sociedad, esta tiene un claro impacto económico. Se estima que el volumen de espacio refrigerado a nivel mundial es de aproximadamente 552 millones de m³. Además, el número de sistemas de refrigeración, aire acondicionado y bombas de calor en operación en el mundo es de alrededor de 3000 millones, dentro de los cuales se incluyen 1500 millones de refrigeradores domésticos (International Institute of Refrigeration, (IIR), 2015).

Para entender la magnitud de la importancia del sector, en la Tabla 1. 1 se muestran datos estadísticos presentados por el Instituto Internacional de la Refrigeración (IIR) en un informe del año 2015 sobre el número de sistemas de refrigeración en el mundo.

Tabla 1. 1. Número de sistemas de refrigeración en operación en el mundo por aplicación

Aplicación	Sector	Equipos	Unidades	Cantidad
Refrigeración de alimentos	Refrigeración doméstica	Frigoríficos y congeladores	Frigoríficos y congeladores domésticos	1500 millones
	Refrigeración comercial	Equipos de refrigeración comercial	Unidades condensadoras Sistemas autónomos Equipos centralizados	90 millones
	Transporte refrigerado	Vehículos refrigerados	Camionetas Furgonetas Remolques (y semi)	4 millones
Aire acondicionado (AC)	AC estáticos	Sistemas enfriados por aire	AC	600 millones
		Sistemas enfriados por agua	Enfriadoras de agua	2,8 millones
	Sistemas móviles de AC	Vehículos con AC	Turismos Vehículos comerciales Autobuses	700 millones
Refrigeración en salud	Medicina	Equipos médicos de Imagen	Máquinas de resonancias magnéticas	25000
Refrigeración en la industria	Gas natural licuado (GNL)	Equipos para GNL	Terminales de descarga de GNL	110
			Trenes de licuefacción	92
			Buques para transporte de GNL	421
Bombas de calor (BC)	BC	BC	BC residenciales BC comerciales BC industriales AC reversibles aire-aire	160 millones
Ocio y deportes	Ocio y deportes	Equipos de actividades	Pistas de hielo	13500

Fuente: IIR (2015)

Otro dato que destacar en el mismo informe es que las ventas mundiales en el año 2015 para los sistemas de refrigeración, aire acondicionado y bombas de calor, fueron aproximadamente de 300 mil millones de dólares americanos.

En el campo socioeconómico, el mismo estudio estimó que aproximadamente 12 millones de personas en el mundo están empleadas en el sector de la refrigeración o en sectores afines con este. En otras palabras, 4 trabajadores de cada 1000 personas tienen un empleo relacionado directa o indirectamente con el sector de la refrigeración.

El crecimiento en la demanda de sistemas de refrigeración en el mundo ha creado la necesidad de contratar personal capacitado en ingeniería y tecnología en el campo de la refrigeración. Solamente en los EE. UU. se ha estimado que los empleos de mecánicos e instaladores de sistemas en calefacción, refrigeración y aire acondicionado crecerá un 21% desde el año 2012 hasta el 2022, mientras que el promedio general en las ocupaciones en países desarrollados es del 11%.

En el campo energético, la demanda mundial de electricidad destinada para los sistemas de refrigeración y aire acondicionado ha crecido constantemente, tanto en los países desarrollados como en los países en vías de desarrollo. Se estima que la electricidad demandada para el sector de la refrigeración y el aire acondicionado es de aproximadamente del 17% de toda la electricidad (International Institute of Refrigeration, (IIR), 2015).

Atendiendo a los datos mencionados, queda demostrada la importancia del campo de la refrigeración y aire acondicionado en la sociedad, la relevancia en los ámbitos económico, socioeconómico y energético; y el gran impacto que puede tener cualquier mejora sobre estos sistemas.

1.2. Refrigeración

La producción de frío tiene como objetivo disminuir el nivel térmico hasta un nivel menor al de su entorno, y mantener este nivel térmico durante un tiempo determinado. Para esto se debe generar un foco de temperatura inferior de aquel que se desea enfriar con la finalidad de que éste absorba la energía térmica del cuerpo a enfriar y contrarreste las ganancias térmicas para conservar el frío (Cabello, 2016).

La refrigeración es la tecnología de producción de frío y según varios autores, la refrigeración es el arte de mover calor de un cuerpo o fluido de baja temperatura a otro de alta (Granryd, et al., 2005). Gosney (1982) considera que la refrigeración está

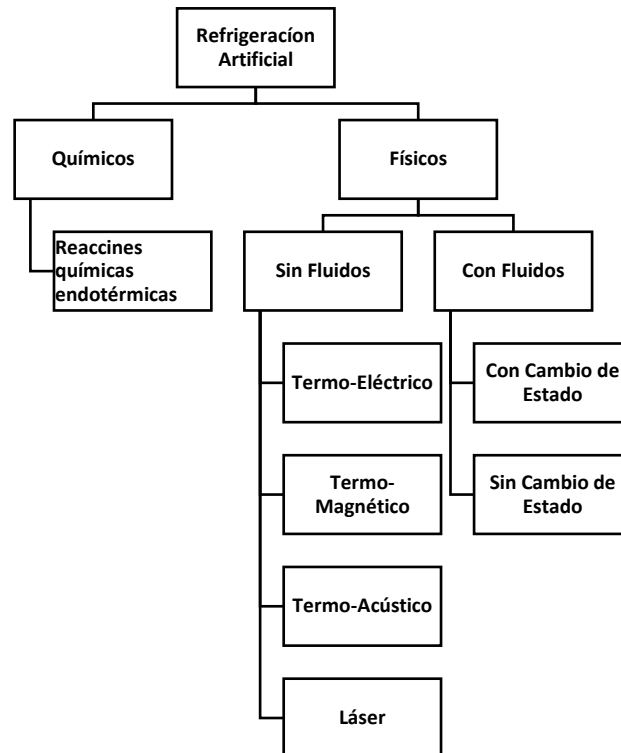
relacionada con el enfriamiento de los cuerpos o fluidos a temperaturas más bajas que las disponibles en los alrededores.

1.3. Tipos de sistemas de refrigeración

La refrigeración puede ser clasificada en dos grandes grupos: la refrigeración natural y la refrigeración artificial.

La refrigeración natural es aquella que aprovecha la baja temperatura de un foco frío existente en la naturaleza, como por ejemplo el agua de los ríos, del mar, o hielo de las montañas, entre otras. Mientras que la refrigeración artificial genera un foco frío mediante procesos físicos o químicos realizados por la acción del hombre (Cabello, 2016).

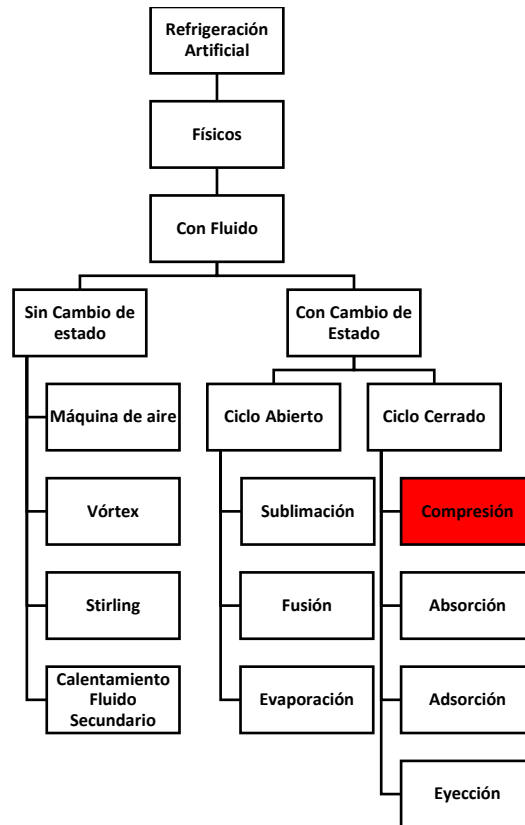
La refrigeración artificial se subdivide en la refrigeración artificial con procesos químicos y la refrigeración artificial con procesos físicos. La refrigeración artificial con procesos químicos utiliza reacciones endotérmicas como por ejemplo la dilución de un sólido (sal) en un líquido (agua). Por otra parte, la refrigeración artificial con procesos físicos usa fenómenos de este tipo para obtener el foco frío. En la Imagen 1.4 se presenta una clasificación de los principales tipos de refrigeración artificial.



Fuente: Cabello (2016)

Imagen 1.4. Clasificación general de los sistemas de refrigeración artificial

La Imagen 1.5 presenta una posible clasificación de la refrigeración artificial mediante procesos físicos utilizando fluidos.



Fuente: Cabello (2016)

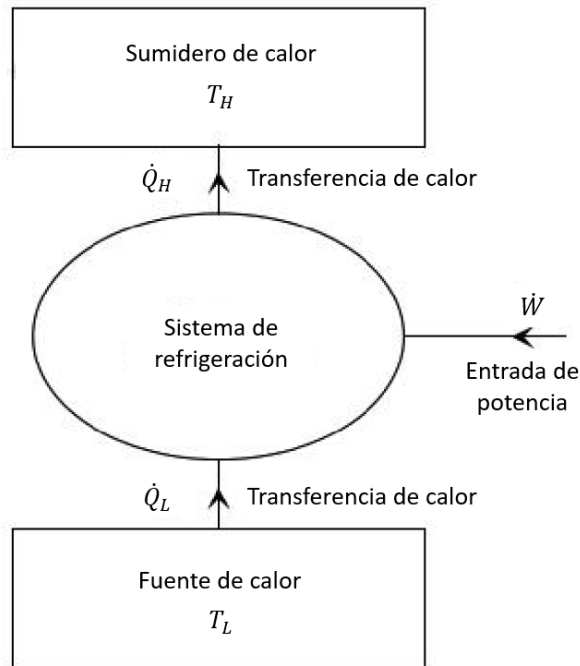
Imagen 1.5. Clasificación de los sistemas de refrigeración artificial mediante procesos físicos

De todas las aplicaciones de refrigeración artificial mediante procesos físicos utilizando fluidos, el sistema de refrigeración más extendido en el mundo es el sistema por compresión de vapor, también conocido como refrigeración mecánica. Alrededor del 80% de las aplicaciones instaladas utilizan esta aplicación y, por lo tanto, debido a su importancia, es la base de esta investigación.

1.3.1. Refrigeración mecánica

El principal objetivo de un sistema de refrigeración mecánico es el de realizar el efecto inverso de un motor térmico. Es decir, remover calor desde un medio de bajo nivel de

temperatura (fuente de calor) y transferir este calor a un medio de alto nivel de temperatura (sumidero de calor), como se aprecia esquematizado en la Imagen 1.6.

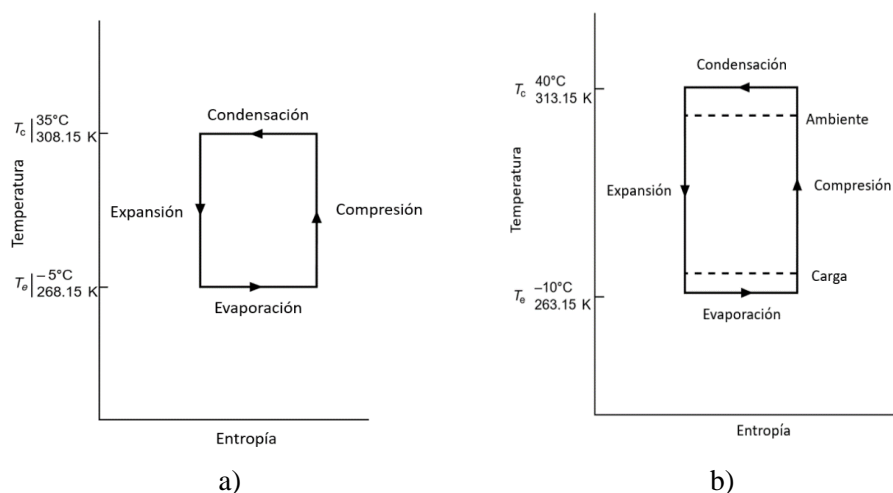


Fuente: Dincer & Kanoglu (2010)

Imagen 1.6. Esquema energético de un sistema de refrigeración

La temperatura de la fuente de calor es T_L , y la transferencia de calor desde la fuente es el efecto de refrigeración (carga de refrigeración), \dot{Q}_L . Por otro lado, la salida de calor al sumidero de temperatura T_H es \dot{Q}_H . Ambos efectos se deben a la entrada de potencia al sistema \dot{W} (Dincer & Kanoglu, 2010).

Uno de los sistemas de refrigeración más difundido en el mundo es el sistema de refrigeración por compresión de vapor, el cual se basa en un ciclo ideal reversible de Carnot. La Imagen 1.7 presenta dos gráficos temperatura vs entropía (T-s) del ciclo ideal de refrigeración con cada uno de sus procesos mencionados.



Fuente: Trott & Welch (1999)

Imagen 1.7. Gráficos ciclos ideales de un sistema de refrigeración por compresión con las temperaturas de evaporación y condensación a) sin especificar, y b) especificadas

Este ciclo ideal tiene dos temperaturas, una de alto y otra de bajo nivel y además asume que todas las transferencias de calor se dan a temperaturas constantes (Trott & Welch, 1999). También, se considera que los procesos de expansión y compresión son isentrópicos y todos los procesos son reversibles.

En la práctica, este sistema es difícil de construir debido a la necesidad de transferir calor a una temperatura constante y mantener el proceso reversible. Este ciclo podría llevarse a cabo aproximadamente si el área de transferencia fuera muy grande y la transferencia de calor es muy lenta. Esto llevaría al sistema a ser muy costoso y prácticamente imposible de ser construido (Micallef, 2014).

Elementos de un sistema de refrigeración mecánica

Un sistema de refrigeración mecánica, también conocido como sistema de refrigeración por compresión de vapor, es un conjunto de elementos interconectados (básicamente compresor, condensador, válvula de expansión, evaporador, tuberías y refrigerante), los cuales permiten remover el calor de un medio de temperatura baja (fuente de calor) y transferirlo a un medio de temperatura alta (disipador de calor) (Dincer & Kanoglu, 2010). La Imagen 1.8 presenta un sistema de refrigeración mecánica con sus principales elementos expuestos.

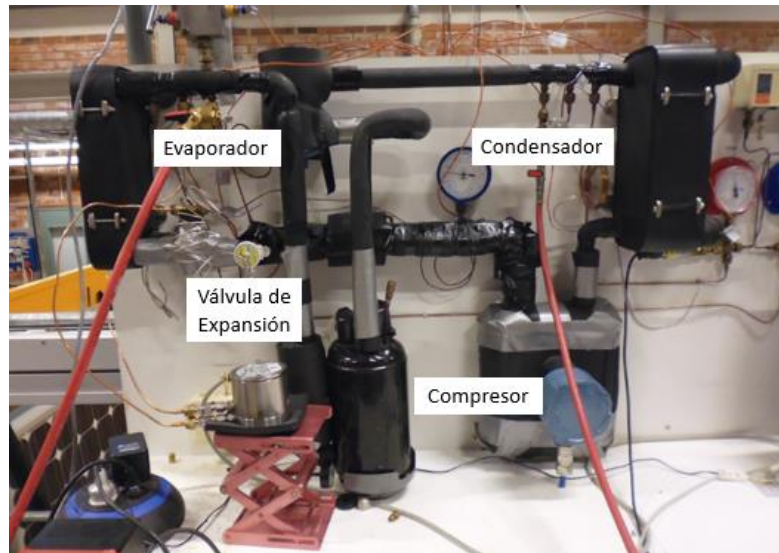


Imagen 1.8. Sistema de refrigeración mecánica

A continuación, se describen las funciones de los principales elementos de este Sistema (Gosney, 1982).

Compresor

La función del compresor es la de aspirar el refrigerante en forma de vapor del evaporador, el cual está en un estado de baja presión, y elevar la presión del vapor para descargarlo antes del condensador donde será condensado.

Condensador

La función del condensador es recibir el refrigerante como vapor recalentado de alta presión del compresor y enfriarlo, primero extrayendo el recalentamiento del refrigerante y después condensándolo y pasándolo al estado líquido a alta presión, siendo usualmente subenfriado a la salida del componente. El medio que los condensadores usan para intercambiar el calor usualmente es agua o aire (Trott & Welch, 1999).

Sistema de expansión

Es en esencia un pequeño orificio u otra restricción al paso de refrigerante líquido subenfriado de alta presión. Este componente introduce la caída de presión entre el lado de alta y de baja presión del sistema y se da la expansión del refrigerante, el cual pasa a un estado bifásico. El sistema de expansión debe ser ajustado de acuerdo con las condiciones de trabajo del evaporador.

Evaporador

Su función es la de transformar el refrigerante del estado bifásico de baja presión a vapor recalentado. Es muy importante que la transferencia de calor permita que todo el refrigerante salga del evaporador en estado gaseoso para ser aspirado por el compresor, y por eso usualmente se recalienta por encima de la temperatura de saturación.

Tuberías

Todos los elementos del sistema se encuentran interconectados en un orden específico por una tubería por la cual circula el refrigerante. Esta debe ser lo más hermética posible para evitar fugas de refrigerante y estar aislada en alguno de sus tramos para evitar la transferencia de calor desde/hacia el ambiente.

Refrigerante

El fluido de trabajo que circula dentro de los sistemas de refrigeración toma el nombre de refrigerante (o fluido frigorígeno). Una propiedad del refrigerante es que por medio del calor latente de evaporación o de condensación, permite que pueda remover o ceder una gran cantidad de calor para una masa específica de éste (Hundy, et al., 2008).

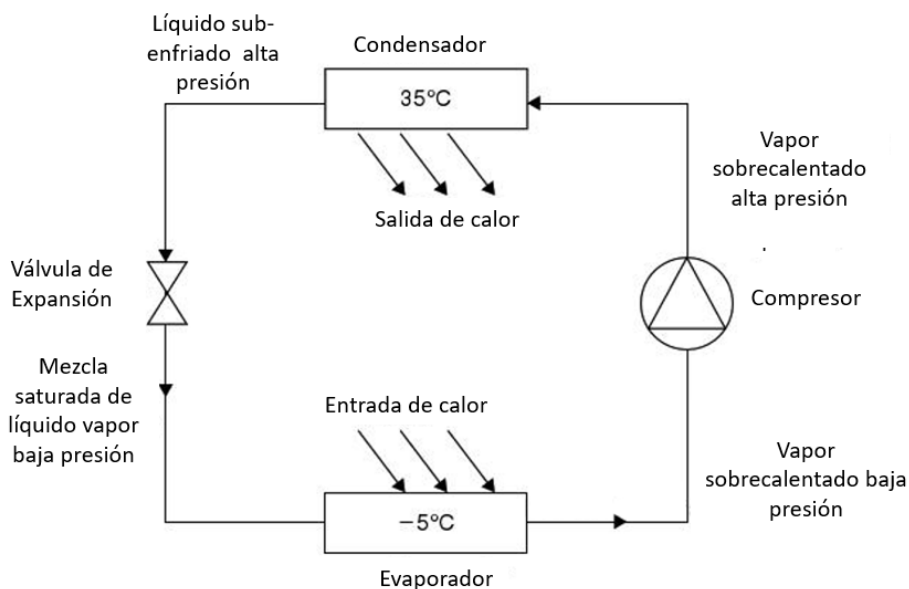
Los refrigerantes deben a priori reunir varias características como ser químicamente estables, dar lugar a un buen rendimiento energético y de transferencia de calor del sistema de refrigeración, y ser seguros para la presencia humana (no tóxicos ni inflamables). Adicionalmente, en los últimos años, ha tomado gran importancia que tengan el menor impacto ambiental en términos de no agotamiento del ozono atmosférico y mínima contribución al cambio climático (Carson, 2013).

1.3.2. Funcionamiento básico del sistema de refrigeración mecánica

Para clarificar el concepto de sistemas de refrigeración mecánica y dada la importancia de este fenómeno como punto de partida, a continuación, se resumen los estados por los que pasa el refrigerante en los diferentes componentes.

El refrigerante a baja presión y baja temperatura ingresa al evaporador como una mezcla saturada de líquido y vapor. A su paso por éste es calentado y empieza a evaporarse absorbiendo calor con el fluido secundario del evaporador. A la salida del evaporador el refrigerante está completamente en fase gaseosa (vapor recalentado). El vapor es comprimido mecánicamente alcanzando una alta presión y temperatura. Posteriormente, el refrigerante entra en el condensador en el cual el calor es disipado al ambiente o a un fluido secundario, donde al final de su paso es completamente líquido (líquido subenfriado) y tiene alta presión. Finalmente, al pasar por el sistema de expansión, el

refrigerante reduce su presión convirtiéndose en una mezcla bifásica de líquido y vapor. El ciclo empieza de nuevo cuando el refrigerante ingresa al evaporador (Trott & Welch, 1999). En la Imagen 1.9 se presenta un esquema de un sistema de refrigeración por compresión.



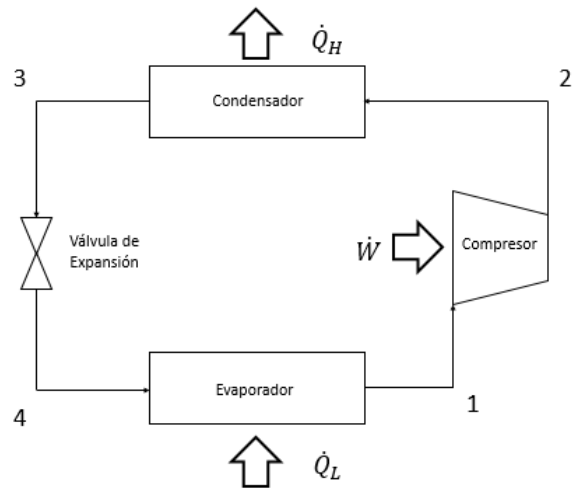
Fuente: Hundy, Trott, & Welch (2008)

Imagen 1.9. Esquema de un sistema de refrigeración por compresión

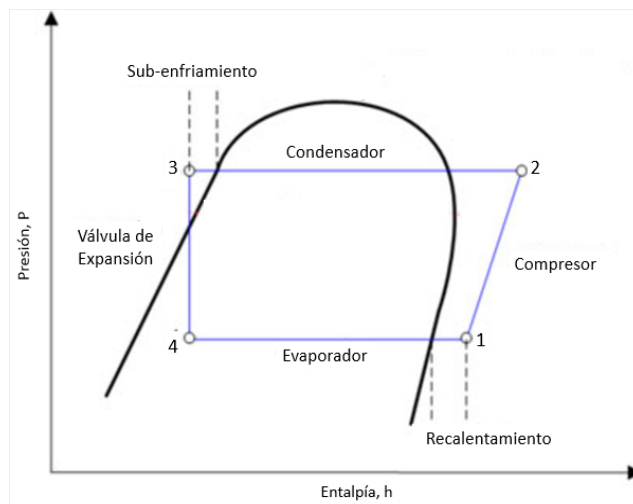
Con el objetivo de preservar el compresor y evitar que ingrese el refrigerante en fase líquida, a la salida del evaporador el refrigerante sale como vapor recalentado, es decir, a una temperatura mayor que la temperatura de saturación correspondiente a la presión de evaporación del refrigerante.

Así mismo, para procurar un incremento en el efecto refrigerante, el refrigerante sale como líquido subenfriado a la salida del condensador, es decir a una temperatura menor que la temperatura de saturación correspondiente a la presión de condensación del refrigerante (Wang, 2001).

La Imagen 1.10 muestra un esquema de un sistema de refrigeración por compresión de vapor con su correspondiente gráfica presión vs entalpía (P-h) donde se aprecia la presencia del recalentamiento y del subenfriamiento.



a)

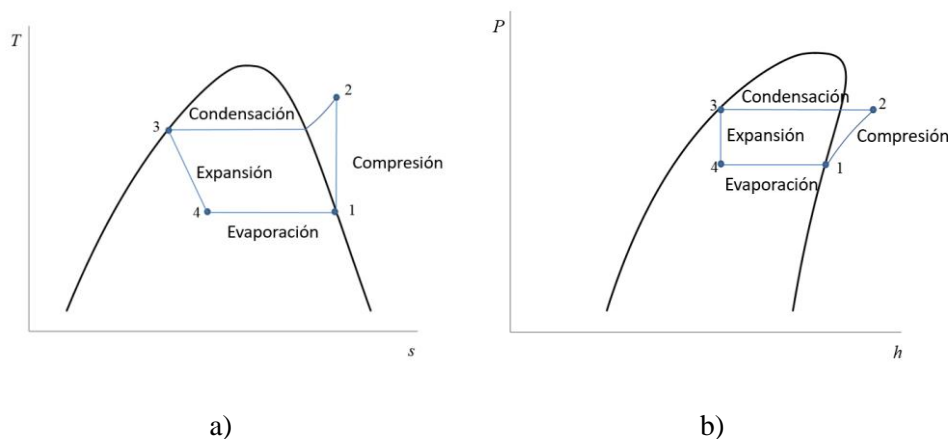


b)

Fuente: https://buildingscience.com/sites/default/files/migrate/jpg/Figure_01_web.jpg

Imagen 1.10. Sistema de refrigeración por compresión de vapor: a) esquema y b) gráfico P-h

Un sistema de refrigeración por compresión de vapor puede ser representado por medio del diagrama T-s o el P-h en el cual se puede observar el comportamiento ideal del ciclo en todos sus procesos, como se muestra en la Imagen 1.11.



Fuente: Carson (2013)

Imagen 1.11. Gráfico a) T-s, y b) P-h

1.3.3. Refrigeración y medio ambiente

Los sistemas de refrigeración mecánicos convencionales han estado relacionados con dos efectos negativos para el medio ambiente. El primero es el efecto de agotamiento de la capa de ozono, y el segundo es el cambio climático debido a las emisiones de gases de efecto invernadero a la atmósfera.

Agotamiento de la capa de ozono

Durante millones de años, la capa de ozono acumulada en la estratósfera ha protegido la vida de la Tierra de los efectos perjudiciales de la radiación ultravioleta emitida por el sol. Los tipos de radiación ultravioleta se clasifican en rayos ultravioleta A, B y C (UVA, UVB y UVC).

A continuación se describen brevemente las principales características de los tipos anteriormente mencionados de radiación ultravioleta.

La radiación UVA posee amplitudes de onda entre 315 a 400 nm (nanómetros). Este tipo de radiación representa el 95% de la radiación ultravioleta que llega a la superficie de la Tierra en el ecuador. La radiación UVA causa varios efectos en la piel del ser humano

como arrugas, manchas de Sol, envejecimiento prematuro y también tiene una fuerte relación con el cáncer de piel.

La radiación UVB tiene amplitudes de onda entre 280 a 315 nm y representa el 5% de la radiación ultravioleta proveniente del Sol. Este tipo de radiación afecta la capa superior de la piel y es el principal causante del cáncer de piel y de la mayoría de las quemaduras solares. La absorción de la radiación UVB, depende del espesor de la capa de ozono. De modo que si la capa es muy delgada no absorberá la suficiente cantidad de esta radiación y llegará a la superficie del planeta, provocando problemas anteriormente mencionados (Sivasakthivel & Siva-Kumar-Reddy, 2011).

La radiación UVC presenta las amplitudes de onda más cortas de todas, entre 100 a 280 nm son las más dañinas al ser humano, sin embargo son totalmente absorbidas por la atmósfera de la Tierra y debido a esto no representan un factor alto de riesgo para el cáncer en la piel. No obstante, las personas que trabajan con antorchas de soldadura o lámparas de mercurio están expuestas a este tipo de radiación (U.S. Department of Health and Human Services, 2000; UPMC Adult Congenital Heart Disease Center, 2014).

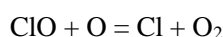
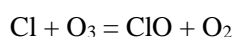
Los CFCs (clorofluorocarbonos) y los HCFCs (hidroclorofluorocarbonos) fueron las primeras familias de refrigerantes sintéticos utilizadas en sistemas de refrigeración por compresión de vapor, y las emisiones a la atmósfera de estos fluidos fueron conocidos por ser la principal causa de la destrucción de la capa de ozono (Bolaji, 2017).

El proceso de agotamiento de la capa de ozono debido a la presencia de los CFCs y HCFCs en la atmósfera es el siguiente:

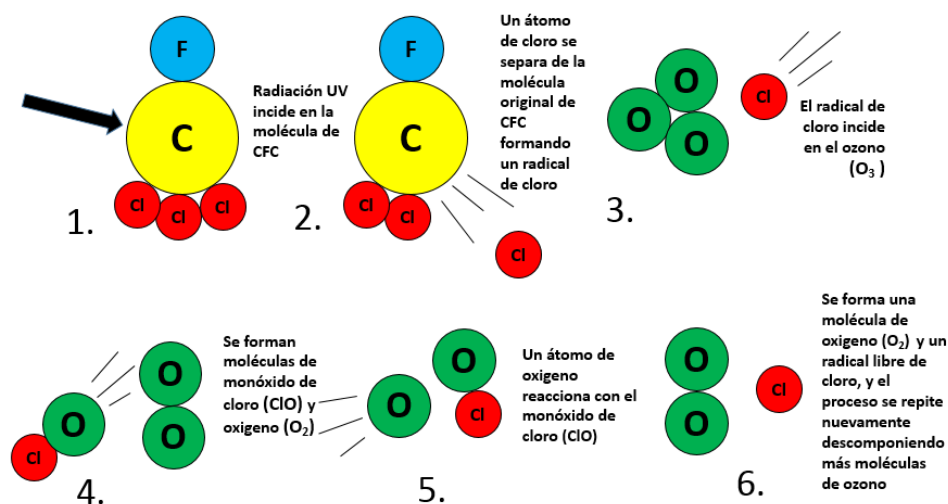
- Los CFCs y HCFCs no son destruidos ni descompuestos debido a su estabilidad en la atmósfera inferior, pudiendo permanecer en la atmósfera por 120 años o incluso más tiempo.
- Posteriormente, ascienden a la estratósfera y son descompuestos por la radiación ultravioleta proveniente del sol, dejando un átomo de cloro libre (radicales de cloro).
- Los radicales de cloro reaccionan con el ozono (O_3) y rompen la molécula, formando una molécula de oxígeno (O_2) y otra de monóxido de cloro (ClO).
- La molécula de monóxido de cloro es descompuesta al reaccionar con un átomo de oxígeno presente en la atmósfera, formando una molécula de oxígeno y un radical libre de cloro.

- El proceso se repite nuevamente descomponiendo más moléculas de ozono (Sivasakthivel & Siva-Kumar-Reddy, 2011).

Las reacciones químicas que se dan en este proceso se encuentran a continuación:



En la Imagen 1.12 se presenta un esquema representativo de las reacciones químicas que se producen cuando los compuestos clorados llegan a la estratósfera y reaccionan con el ozono.



Fuente: Sivasakthivel & Siva-Kumar-Reddy (2011)

Imagen 1.12. Proceso de agotamiento de la capa de ozono por CFCs

Cambio climático

Desde el año 1950 se ha observado un cambio sin precedentes en el clima del planeta Tierra. Tomando en cuenta registros anteriores de temperaturas medias, se ha determinado un calentamiento importante de la atmósfera y de los océanos durante las últimas décadas. Todo esto está dando como resultado el derretimiento de los casquetes polares, además de un aumento del nivel de los océanos y de los fenómenos meteorológicos de graves consecuencias.

Se ha observado además que el incremento de temperatura está sucediendo a la par de un aumento en la concentración de ciertos gases en la atmósfera llamados gases de efecto invernadero (GEI). La liberación descontrolada de dichos gases tiene efecto antropogénico y empezó con la revolución industrial, en 1850.

En la actualidad, la temperatura de la superficie terrestre y la de los océanos ha aumentado en promedio 0,85 °C, durante el periodo 1880 a 2012. Otro dato que prueba el calentamiento global es que las tres últimas décadas anteriores a 2012 fueron las más cálidas desde 1850. Como consecuencia de este fenómeno, la tasa de incremento del nivel de los mares desde mediados del XIX ha sido mayor que la tasa media de los dos milenios anteriores (en promedio se elevó en 0,19 metros en el periodo 1901 a 2010) (Intergovernmental Panel on Climate Change IPCC, 2013).

Según un informe del Panel Intergubernamental en Cambio Climático IPCC (2014), el incremento de la temperatura promedio de la superficie del planeta, comparando el periodo 1850 a 1900 con 1986 a 2005, es de 0,61 °C. Si no se toman medidas de mitigación para los GEI, se prevé que para el año 2100 la temperatura media global se incrementará entre 3,7 y 4,8 °C en referencia a los niveles preindustriales. Parece existir una relación entre el incremento de la temperatura ambiental con las catástrofes naturales que han ocurrido en el mundo en los últimos años.

El año 2010 fue el segundo año que más desastres naturales relacionados con el clima presentó en el periodo 1980 a 2010 (950 casos). La empresa alemana Munich Re (2011) ha señalado que el alto número de catástrofes naturales relacionadas con el clima son el resultado del avance del cambio climático. También manifestó que estos hechos pueden tener severas consecuencias sociales, como la sequía en Rusia que provocó 56000 muertos debido al calor excesivo y la contaminación del aire por los incendios ocurridos por la falta de lluvias (Imagen 1.13).

Si no existe un cambio en las tendencias actuales se prevé que la producción de alimentos decrezca mundialmente con el incremento del promedio de la temperatura, además se esperan temperaturas más extremas en la mayoría de las zonas continentales. También se producirían olas de calor con mayor frecuencia y temperaturas frías extremas de forma ocasional (European Commission, 2011).



Fuente: <http://purwoudiutomo.com/category/hikmah-perjalanan/>

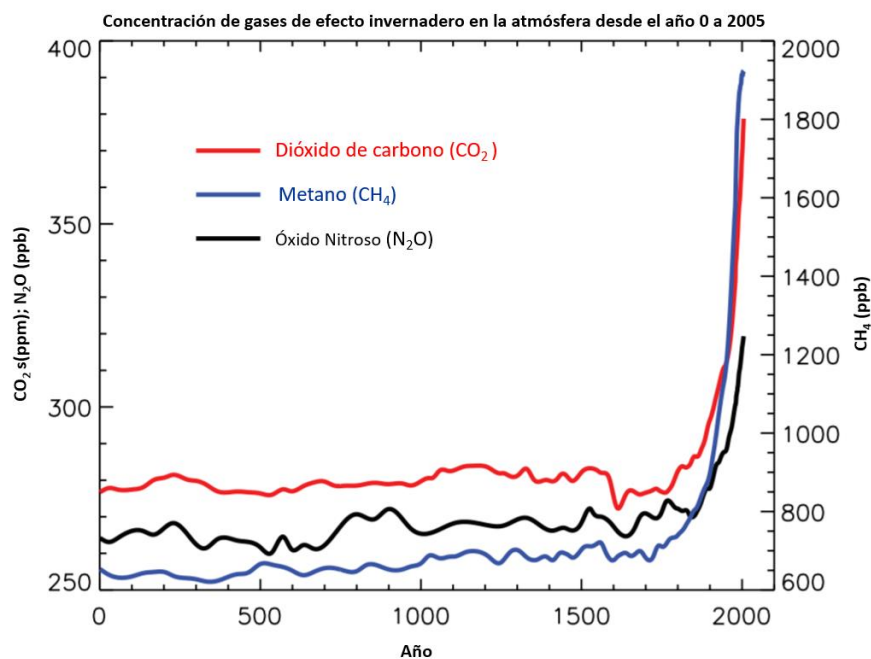
Imagen 1.13. Posibles efectos del calentamiento global

Al final del siglo XXI habrá una disminución entre el 43 y el 94% de la extensión del hielo marítimo cuantificado en el mes de septiembre, y entre el 8 y el 34% en febrero. Se prevé que, para fines del siglo XXI, el mar aumente su nivel en el 95% de las zonas ocupadas por los océanos, y que el 70% de las costas del mundo sufran un cambio del nivel del mar cuyo aumento podría llegar a ser de hasta un 20% del nivel promedio. Es muy probable que el aumento de la temperatura superficial media del planeta desde 1951 hasta el 2010 se deba a las emisiones de GEIs de origen antropogénicos. Si no se toman medidas para mitigar la emisión de estos compuestos a la atmósfera, en los próximos años los desastres naturales podrían causar millones de muertes de seres humanos y acabar con miles de especies animales y vegetales (Intergovernmental Panel on Climate Change IPCC, 2013).

1.3.4. Emisiones a la atmósfera de GEI

Los principales GEI son el dióxido de carbono (CO_2), el vapor de agua (H_2O), el metano (CH_4), el óxido nitroso (N_2O) y los halocarburos (gases que contienen flúor, cloro y bromo). Es importante destacar que algunos de ellos han estado en la atmósfera desde los inicios de la Tierra ya que el efecto invernadero es necesario para mantener la temperatura superficial entre unos límites habitables.

A día de hoy, la mayor parte de las actividades que realiza el ser humano están relacionadas con la emisión de estos gases a la atmósfera, lo que realmente se convierte en un problema puesto que los GEI se están acumulando a mayor velocidad que son desintegrados y por tanto, van aumentando sus concentraciones en el tiempo. Desde el inicio de la era industrial se han reportado incrementos significativos de las concentraciones de estos gases (Solomon, et al., 2007). La Imagen 1.14 presenta el incremento de las concentraciones de los principales GEI de efecto antropológico (CO_2 , CH_4 y N_2O) en los últimos 2000 años.



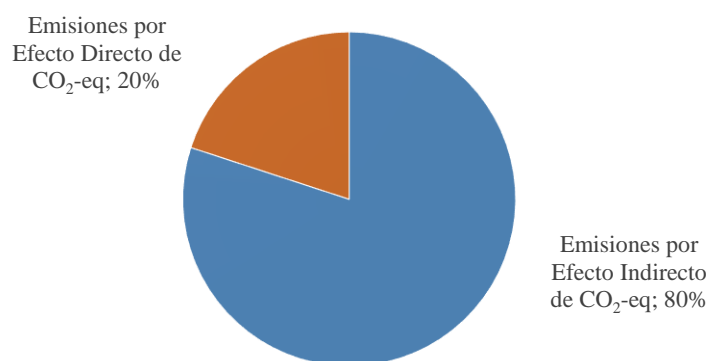
Fuente: Solomon, et al. (2007)

Imagen 1.14. Concentración de los GEI en la atmósfera desde el año 0 hasta 2005

La proporción de mezcla atmosférica de CO₂ global ha aumentado en los últimos 250 años aproximadamente 100 ppm, es decir en un 36%. En la era preindustrial (desde el año 1000 DC hasta 1750 DC), la proporción del CO₂ estaba entre 275 a 285 ppm; mientras que en el año 2005 se cuantificó en 379 ppm. Para el CH₄, la proporción en la era preindustrial fue de 715 ppb y en el 2005 llegó a 1774,62 ppb. En el caso del N₂O, para la era preindustrial la proporción fue de 270 ppb y en el año 2005 la proporción fue de 319 ppb (Solomon, et al., 2007).

Otro estudio sostiene que las concentraciones de CO₂, CH₄ y N₂O han aumentado sus proporciones de mezcla en la atmósfera desde 1750 hasta 2011 en 391 ppm, 1803 ppb y 324 ppb en proporciones de 40%, 150%, y 20% respectivamente (Intergovernmental Panel on Climate Change IPCC, 2013).

Como se mencionó anteriormente, muchas de las emisiones de GEI a la atmósfera se deben a actividades antropogénicas, como por ejemplo las emisiones provenientes de los combustibles fósiles, las emisiones derivadas del cambio del uso del suelo, emisiones provenientes de procesos industriales o comerciales, entre otras. Una gran parte de las emisiones de estos gases están relacionadas con los sistemas de refrigeración por compresión de vapor. Las emisiones atmosféricas que originan estos sistemas de refrigeración se subdividen en emisiones por efecto directo y por efecto indirecto. En la Imagen 1.15 se observan las proporciones de las emisiones por efecto directo e indirecto provenientes de los sistemas de refrigeración.



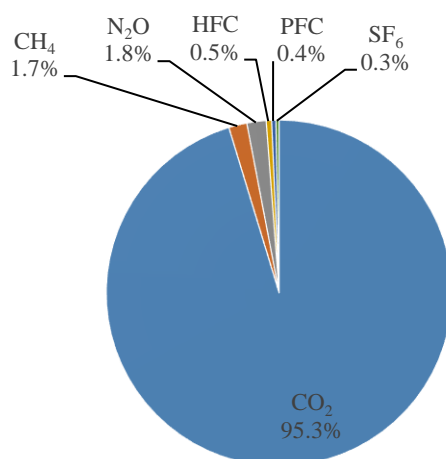
Fuente: IIR (2015)

Imagen 1.15. Emisiones de GEI en sistemas de refrigeración

Las emisiones por efecto directo en los sistemas de refrigeración tienen relación con las emisiones accidentales (fugas) de fluidos de trabajo (HFCs (Hidrofluorocarbonos), pero también CFCs o HCFCs), representan el 20% de las emisiones equivalentes de CO₂. En cambio, el efecto indirecto es debido a la emisión de CO₂ originado por la producción de energía eléctrica destinada a alimentar los sistemas de refrigeración a través de la quema de combustibles fósiles (80% restante) (Ministerio de Industria, Energía y Turismo, 2011).

Emisiones por efecto directo

Las emisiones de GEIs según el Ministerio de Economía y Comercio de Japón para el año 2006 convertidas a CO₂ (CO₂-eq) se representan en la Imagen 1.16.

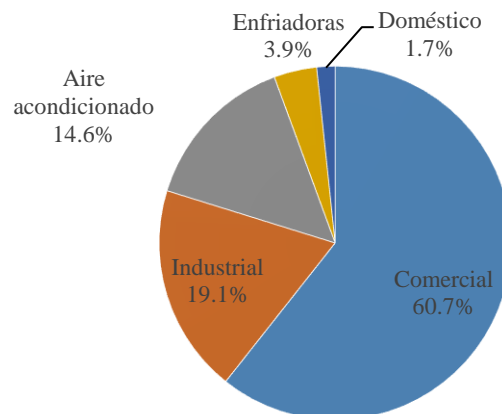


Fuente: Ministry of Economy, Trade and Industry of Japan, (2006)

Imagen 1.16. GEI emitidos en CO₂-eq 2006

En comparación con las emisiones de CO₂, los halocarburos (HFC, PFC y SF₆) tienen un mayor efecto invernadero (hasta mil veces mayor). Debido a esto, los controles sobre estos gases se han vuelto necesarios (Ministry of Economy, Trade and Industry of Japan, 2006).

Las emisiones directas emitidas a la atmósfera por sistemas de refrigeración en el año 2001 para la Unión Europea se muestran en la Imagen 1.17.



Fuente: Cowan, et al. (2010)

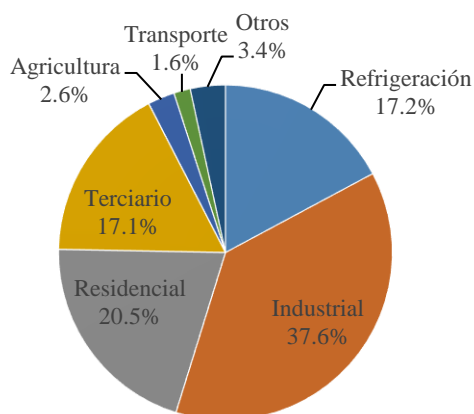
Imagen 1.17. Emisiones directas refrigeración (% CO₂-eq) EU 2001

Las emisiones directas totales para ese año fueron de 17,8 MT de CO₂-eq. La refrigeración comercial produjo el 60,7% de todas las emisiones directas en el ambiente, seguido por el sector industrial con 19,1%, y el sector de aire acondicionado con el 14,6% (Cowan, et al., 2010). Esto demuestra el gran peso que tiene el sector de la refrigeración comercial en las emisiones directas en la Unión Europea.

Emisiones por efecto indirecto

Las emisiones por efecto indirecto son las relacionadas con las emisiones producidas por la quema de combustibles fósiles necesarios para la generación de energía destinada para alimentar los sistemas de refrigeración.

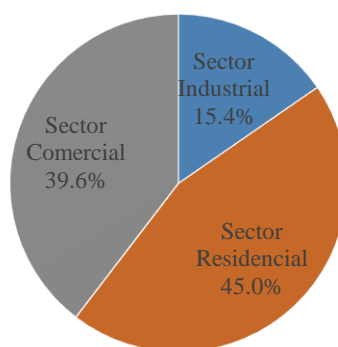
Según un informe del IIR del año 2015, la mayor proporción de energía consumida por aplicación es realizada por el sector industrial (Imagen 1.18). Es importante aclarar que la energía consumida en sistemas de refrigeración en los sectores industrial, residencial, terciario, agricultura, transporte y otros, no se incluyen en estos sectores, siendo contabilizados en el sector refrigeración.



Fuente: IIR (2015)

Imagen 1.18. Energía consumida por aplicaciones

El sector de la refrigeración consume el 17,2% de la energía total. Esto se traduce en que es la tercera aplicación de más alta demanda energética, no muy lejos de la segunda, la residencial, con un 20,5%. El mismo informe publicó datos de la energía consumida por los sistemas de refrigeración por sectores, que se puede observar en la Imagen 1.19.



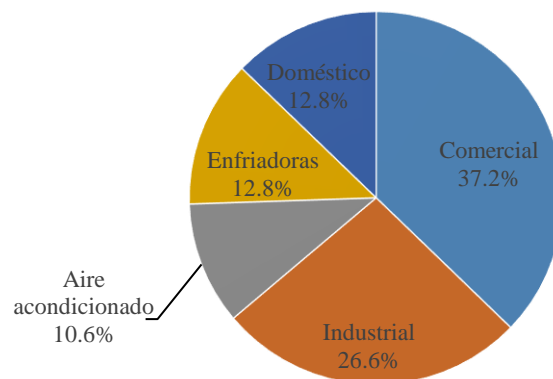
Fuente: IIR (2015)

Imagen 1.19. Energía consumida por sectores de refrigeración

El mayor porcentaje de energía consumida corresponde al sector residencial (45%), seguida por el sector comercial con 39,6%, y por último el sector industrial 15,4%. Es

decir, el sector comercial es el segundo en relevancia en consumo energético de todos los sectores de la refrigeración.

Con relación a la Unión Europea, las emisiones indirectas emitidas a la atmósfera por sistemas de refrigeración en el año 2001 fueron de 94 MT de CO₂-eq. (Imagen 1.20). El sector comercial produjo el 37,2% de todas las emisiones directas en el ambiente, seguido por el sector industrial con 26,6%, y el sector de las enfriadoras y el doméstico ambos con 12,8% (Cowan, et al., 2010). El sector comercial es el que más emisiones indirectas de CO₂-eq produce, y por lo tanto demuestra el peso que tiene dentro de las emisiones indirectas al ambiente.



Fuente: Cowan, et al. (2010)

Imagen 1.20. Emisiones indirectas refrigeración (% CO₂-eq) EU 2001

Tomando en consideración los datos presentados anteriormente, es importante destacar que el sector de la refrigeración comercial es el responsable de las emisiones directas e indirectas de CO₂-eq a la atmósfera más altas.

Sector comercial en la refrigeración

Como consecuencia de las altas emisiones a la atmósfera de CO₂-eq tanto directas como indirectas de los sistemas de refrigeración en el sector comercial, se puede concluir que este es uno de los que más contribuyen al cambio climático; y por lo tanto el presente estudio se enfoca en este sector en particular.

La principal aplicación de la refrigeración comercial es la conservación de alimentos (llamado también media temperatura), realizada en un rango de -15 a -5 °C y la congelación (llamado también baja temperatura), en un rango de -38 a -15 °C.

La refrigeración comercial comprende aquellos equipos que ponen a disposición alimentos frescos y/o congelados en espacios destinados a satisfacer las necesidades de clientes. Se pueden encontrar en supermercados, hipermercados, máquinas expendedoras de alimentos, exhibidores de alimentos, etc.

Los equipos más utilizados en refrigeración comercial son las unidades de condensación, los sistemas autónomos y los sistemas centralizados (ADEME, AFCE and Uniclimate, 2013). El número estimado de unidades en el mundo se presenta en la Tabla 1. 2.

Tabla 1. 2. Número de unidades de equipos de refrigeración comercial en operación en el mundo

Equipo	Unidades (en millones)
Unidades de condensación	35
Sistemas Autónomos	55
Sistemas centralizados	0,3

Fuente: ADEME, AFCE and Uniclimate (2013)

Las unidades de condensación presentan capacidades de refrigeración que oscilan entre 2 y 20 kW, poseen uno o dos compresores y un condensador que está localizado en un lugar externo al área de ventas (Imagen 1.21). El equipo enfriador consta de una o varias vitrinas en el área destinada a la venta. Estos equipos están ubicados en pequeños comercios con necesidades de frío, como panaderías o carnicerías (United Nations Environment Programme UNEP, 2011). La carga típica para este tipo de equipos oscila entre 1 y 10 kg de refrigerante (United Nations Environment Programme UNEP Ozone Secretariat, 2015).



Imagen 1.21. Unidades de condensación

Los equipos denominados sistemas autónomos (Imagen 1.22) son sistemas en los cuales sus componentes están integrados; para los equipos más pequeños el circuito de refrigeración está completamente soldado. Dentro de estos equipos se encuentran las máquinas expendedoras de bebidas o alimentos, enfriadoras de bebidas y congeladores. La carga de refrigerante de este tipo de equipo es relativamente baja en comparación con los otros, y está entre 0,1 y 0,5 kg (United Nations Environment Programme UNEP Ozone Secretariat, 2015).



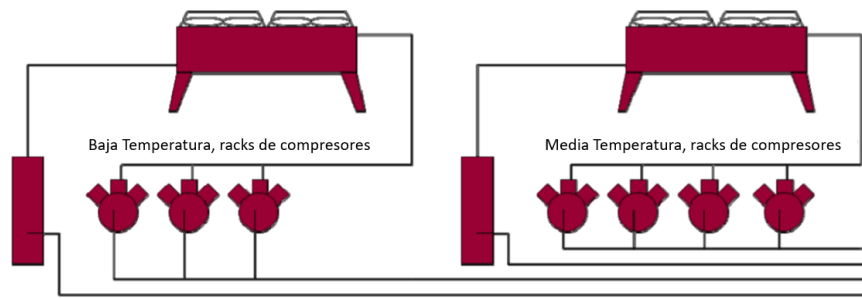
Imagen 1.22. Sistemas autónomos

Los sistemas centralizados (Imagen 1.23) son la opción más común en los supermercados. Funcionan con conjuntos de compresores instalados en paralelo en una sala de máquinas. En general, existen dos tipos de configuración de estos equipos: sistemas de expansión directa e indirecta.



Imagen 1.23. Sistemas centralizados

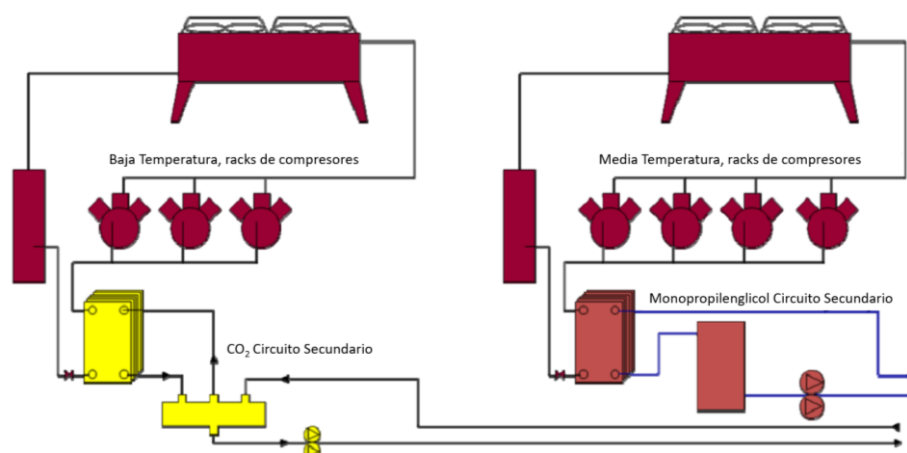
Los sistemas de expansión directa (Imagen 1.24) son los más difundidos. En ellos, el refrigerante circula desde la sala de máquinas hasta el área de ventas, lugar en el que se evapora en los intercambiadores de calor ubicados en las vitrinas y regresa como vapor a los cabezales de aspiración en los bastidores del compresor. En la sala de máquinas están los bastidores de los compresores múltiples con líneas comunes de aspiración y descarga y cada estante se asocia con un condensador enfriado por aire. Cada circuito de refrigerante de cada bastidor es independiente. La carga típica de esta clase de equipos está entre 100 y 3000 kg, dependiendo del tamaño del supermercado (United Nations Environment Programme UNEP, 2011). Otros autores consideran que para la mayor parte de estos sistemas su carga está entre 20 a 200 kg (United Nations Environment Programme UNEP Ozone Secretariat, 2015).



Fuente: United Nations Environment Programme UNEP (2011)

Imagen 1.24. Sistemas centralizados directos

Los sistemas indirectos (Imagen 1.25) están compuestos por dos circuitos, uno principal y otro secundario. En el circuito principal el fluido refrigerante va hacia las vitrinas donde absorbe calor y es bombeado hacia un intercambiador de calor por el cual también pasa el fluido refrigerante secundario. En este lugar hay una transferencia desde el fluido primario al secundario y el calor finalmente es disipado en este circuito. En los últimos tiempos este tipo de sistemas han incrementado su popularidad ya que permiten una menor carga de refrigerante primario y facilitan el uso de refrigerantes ligeramente inflamables al estar éstos aislados del área de venta.



Fuente: United Nations Environment Programme UNEP (2011)

Imagen 1.25. Sistemas centralizados indirectos

A modo de resumen, para tener una idea global de las características de cada tipo de sistema, la Tabla 1. 3 presenta los datos más significativos de los equipos utilizados en refrigeración comercial.

Tabla 1. 3. Datos comparativos de equipos de refrigeración comercial

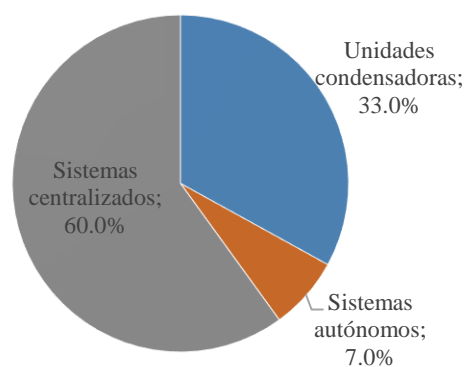
		Unidades de condensación	Sistemas autónomos	Sistemas centralizados
Carga de refrigerante		1 a 10 kg	0,1 a 0,5 kg	20 a 200 kg
Capacidad de refrigeración		2 a 20 kW	0,1 a 1 kW	40 a 200 kW
Refrigerantes más usados		R404A (PCA 3922) y R134a (PCA 1430)		
Diseño de circuito de refrigeración		Expansión directa distribuida	Expansión directa hermético	Expansión directa distribuida
Fabricación/Instalación		Instalación en el lugar de operación	Construida en la fabrica	Instalación en el lugar de operación
Tasa de fugas anual		5 a 20%	< 1%	10 a 30%
Demanda anual de refrigerantes	Equipos nuevos	50%	90%	30%
	Mantenimiento	50%	10%	70%

Fuente: United Nations Environment Programme UNEP Ozone Secretariat (2015)

Los sistemas centralizados de refrigeración en supermercados típicamente trabajan para temperaturas entre -10 °C y -15 °C para la conservación de alimentos y entre -35 °C y -38 °C para congelación (Clodic, et al., 2013). Las unidades condensadoras en gran

número trabajan en temperaturas entre $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ y en las expendedoras de alimentos, utilizadas solo para conservación para su consumo inmediato, en general trabajan entre $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ (Moons, et al., 2014).

La Imagen 1.26 muestra la composición porcentual de refrigerante que cada una de las principales aplicaciones en refrigeración comercial presentaba en el año 2006.



Fuente: EPA United States Environmental Protection Agency (2010)

Imagen 1.26. Cantidad de refrigerante en aplicaciones comerciales según tipo de equipo 2006 (%)

De la Imagen anterior se concluye que el mayor porcentaje de refrigerantes en refrigeración comercial pertenece a los sistemas centralizados, con un 60% de todo el utilizado en este sector.

1.3.5. Evolución de los refrigerantes

El tipo de refrigerante utilizado en sistemas de compresión de vapor ha ido variando a lo largo del tiempo en función de la tecnología disponible y los requisitos. A continuación, se recorre la evolución y los factores que han provocado los cambios.

1.3.5.1. Primeros refrigerantes 1830-1930 “Lo que funcione”

El agua puede ser considerado como el primer refrigerante usado por el hombre. En el antiguo Egipto se utilizaba la evaporación de agua para enfriar bebidas. Aproximadamente en el año 1600, se descubrió que una mezcla de hielo y sal podría alcanzar temperaturas menores a la temperatura del hielo. En el siglo XVIII se empezó

a fabricar máquinas que permitían bajar la presión del vapor de agua y mejorar su evaporación (Goetzler, et al., 2016).

Posteriormente, en el siglo XIX, se desarrollaron máquinas para la comprensión de vapor y se probaron varios refrigerantes volátiles como amoníaco, dióxido de carbono, dióxido de azufre, cloruro de metilo o algunos hidrocarburos (Indubel S.R.L., 2017). Muchos de estos refrigerantes eran inflamables y/o tóxicos, lo que provocó accidentes. Además, muchos de estos fluidos eran altamente reactivos con los metales y provocaban corrosión en los sistemas (Bolaji, 2017). Algunos años después se anunció que el propano era químicamente neutro y no era corrosivo, y por lo tanto se podía utilizar en su forma de vapor sin inconveniente. Es entonces cuando varias empresas empezaron a comercializarlo reemplazando al amoníaco (Calm, 2008).

Al inicio del siglo XX se fabricaron unidades domésticas de refrigeración que, por el refrigerante que usaban, eran peligrosas y operaban a altas presiones. Por esta razón, se decidió utilizar solo en unidades pequeñas el dióxido de azufre. Pese a sus inconvenientes, como que al mezclarse con agua era muy corrosivo, durante varios años se construyeron muchas unidades que operaban con este refrigerante (Indubel S.R.L., 2017).

1.3.5.2. Segunda generación de refrigerantes 1931-1990 “Seguridad y durabilidad”

La segunda generación de refrigerantes se caracterizó por la utilización de compuestos fluorados con la finalidad de mejorar su seguridad y durabilidad (Goetzler, et al., 2016). Es así como el 1928, Thomas Midgley fue designado por la empresa General Motors para desarrollar un refrigerante no tóxico y no inflamable para ser usado en los sistemas domésticos de refrigeración. Midgley buscó en la Tabla periódica los elementos que fueran volátiles, estables químicamente, que puedan combinarse con otros elementos, no tóxicos y que no sean gases nobles (debido a sus puntos bajos de evaporación) (Cabello, 2016). Los ocho elementos resultantes fueron: carbón, nitrógeno, oxígeno, azufre, hidrógeno y los halógenos flúor, cloro y bromo. Posteriormente, lograron sintetizar compuestos halógenos en base de carbono (Granryd, et al., 2005).

Midgley y su equipo desarrollaron el R12, el primer refrigerante sintético, perteneciente a la familia de los CFC y que presentaba muy buenas características para la refrigeración, además de no ser tóxico ni inflamable. Fue tal el éxito de este fluido que poco después se desarrollaron otros CFCs (Matsunaga, 2002).

En 1929 una compañía química desarrolló un proceso comercial y práctico para la producción del nuevo refrigerante, y así nació la industria de los refrigerantes halogenados. Empezó su producción bajo el nombre comercial de Freón 12, que durante

varios años fue ampliamente utilizado. Posteriormente, fueron el Freón 11 y el Freón 114 todos con sus propias características para adaptarlos a las diferentes aplicaciones de refrigeración existentes.

A pesar de que en un inicio muchos técnicos de servicio estaban inconformes con los nuevos refrigerantes por los problemas con fugas y altos costes, con el tiempo se solucionó y como consecuencia los freones pasaron a ser los refrigerantes más usados (Indubel S.R.L., 2017).

Sustancias agotadoras de la capa de ozono

La principal función que tiene el ozono en la estratósfera es la de absorber la totalidad de rayos ultravioleta C (UVC) que son sumamente agresivos contra el ecosistema, y dependiendo del espesor de la capa, puede absorber los rayos ultravioleta B (UVB). El exceso de UVB en los seres humanos puede provocar un envejecimiento prematuro de la piel, queratosis actínica, daños en los ojos y hasta cáncer de piel.

En el estudio realizado por Sherwood-Rowland & Molina (1974) se demostró que los compuestos clorados tenían un alto potencial de agotamiento de ozono (PAO, u ODP por sus siglas en inglés). Es decir, se comprobó que los CFCs tienen la capacidad de destruir la capa de ozono, la cual es vital para la vida ya que tiene la función de proteger a los seres vivos de la radiación ultravioleta proveniente del sol (Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid, 2013).

Todas estas investigaciones llevaron a que, después de diversas reuniones y negociaciones, finalmente se firmara el Protocolo de Montreal en 1987 (Programa de las Naciones Unidas para el Medio Ambiente, 2000) con el objetivo de limitar gradualmente el uso y posteriormente retirar completamente los fluidos que agotaran la capa de ozono, como los CFCs. Estos hechos llevaron a retirar gradualmente también otro tipo de refrigerantes, los HCFCs, a pesar de que reducían su potencial de descomposición del ozono (PAO) en comparación con los CFCs pero no lo evitaban en su totalidad. Los HCFCs, con menor contenido de cloro en su molécula que los CFCs y por tanto un menor PAO, todavía eran elementos destructivos para la capa de ozono y también debían ser retirados según el Protocolo de Montreal (Calm, 2008).

1.3.5.3. Tercera generación de refrigerantes 1990-2010s “Protectores de la capa de ozono”

Las investigaciones que relacionaban la destrucción de la capa de ozono con los CFCs determinaron el inicio de la tercera generación de refrigerantes. Estas investigaciones generaron un renovado interés en los refrigerantes naturales como el amoníaco, el

dióxido de carbono, los hidrocarburos o el agua (Goetzler, et al., 2016). También se analizaron otros sistemas de refrigeración como los de absorción y se estudiaron los elementos no fluorquímicos o los hidrofluoroéteres (HFE), pero ninguno dio buenos resultados o al menos de características similares a los obtenidos mediante compresión de vapor con CFCs (Calm, 2008).

El protocolo de Montreal obligaba a abandonar el uso los CFCs. Para esto se utilizarían como refrigerantes transitorios a los HCFCs y a largo plazo a los HFCs. Para sustituir las sustancias agotadoras de ozono atmosférico, se desarrollaron los HFCs, los cuales no presentaban átomos de cloro en su molécula, el elemento más perjudicial para el ozono estratosférico (Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid, 2013).

Los HFCs debían reemplazar a los CFCs y a los HCFCs a largo plazo. Estos nuevos refrigerantes presentaron buenas características de estabilidad y seguridad y su PAO es de cero. Además, en algunos casos las modificaciones necesarias para reemplazar a los CFCs y los HCFCs en los equipos eran menores, lo que lo hacían una excelente alternativa para reemplazarlos (Cabello, 2016).

No obstante, se descubrió posteriormente que los HFCs contribuían con el calentamiento global ya que estos compuestos poseen un alto potencial de calentamiento atmosférico (PCA o GWP por sus siglas en inglés) y deben ser retirados de su uso como refrigerantes.

Efecto invernadero

Las investigaciones de los últimos años han abierto el debate sobre el calentamiento global, lo que se ha convertido en un motivo de preocupación por parte de la sociedad, por las consecuencias negativas en el medio ambiente que puede darse si esta tendencia continúa. Muchos HCFCs tienen un PCA de hasta 2000 veces el del CO₂ (United Nations Environment Programme, 2014) y aunque sean emitidos en menor cantidad, son un elemento que puede tener una gran contribución al calentamiento atmosférico si no es controlado.

1.3.5.4. Cuarta generación de refrigerantes 2010-future “Calentamiento global”

Las observaciones realizadas han concluido que el aumento de la temperatura promedio del planeta desde la mitad del siglo XX es probablemente debido al aumento de las concentraciones antropogénicas de GEIs. El Protocolo de Kioto en 1997 estableció objetivos vinculantes para las emisiones de GEIs que deben ser acatadas por las partes firmantes del mismo. Estos objetivos se basan en equivalencias calculadas de dióxido de carbono, metano, óxido nitroso, HFC, perfluorocarbonos (PFC), Hexafluoruro (Goetzler, et al., 2016).

Los reglamentos de cada país para aplicar el Protocolo prohíben las emisiones que se pueden evitar de refrigerantes HFC y PFC. Otros países controlan y gravan su uso con impuestos. El Parlamento Europeo y el Consejo de la Unión Europea han fijado un calendario con el objetivo de prohibir los fluoroquímicos con PCAs mayores a 150, 1500 y 2500, dependiendo de la aplicación, en los próximos años. Todas estas restricciones y regulaciones están obligando a los fabricantes a desarrollar la cuarta generación de refrigerantes. Los fabricantes han empezado a trabajar en nuevos refrigerantes que cumplan con las directivas restrictivas. Sin embargo, las empresas publican datos preliminares sobre seguridad y eficiencia, pero no de sus composiciones o formulaciones debido a razones competitivas con otras empresas o simplemente no existen datos porque todavía están en fase de perfeccionamiento (Calm, 2008).

Dentro de las alternativas que se han considerado para reemplazar a los fluidos refrigerantes fluorquímicos de alto PCA, están los naturales y sintéticos de bajo PCA. Los refrigerantes naturales son aquellos que se los pueden encontrar en la naturaleza. Ejemplos de estos son el amoníaco (NH_3), el dióxido de carbono (CO_2) y los hidrocarburos (HC) (Riffat, et al., 1997). La Tabla 1. 4. presenta algunas de las ventajas y desventajas de los refrigerantes naturales como alternativa.

Tabla 1. 4. Ventajas y desventajas de los refrigerantes naturales

Refrigerantes naturales	Ventajas	Desventajas
Amoníaco (NH_3)	PAO=0 Bajo PCA Alta eficiencia energética Sus fugas son fácilmente detectables por su olor característico Alta energía de ignición	Altamente tóxico Ligeramente inflamable
Dióxido de carbono (CO_2)	PAO=0 Bajo PCA No tóxico No inflamable	Bajo punto crítico Presiones altas de operación
Hidrocarburos (HC)	PAO=0 Bajo PCA Buenas propiedades termodinámicas	Altamente inflamables

Fuente: Bolaji & Huan (2013)

Muchos investigadores consideran a los refrigerantes naturales como la mejor alternativa a largo plazo para sistemas de refrigeración y aire acondicionado, pero presentan un gran inconveniente: este tipo de refrigerantes necesitan un reemplazo casi total de las instalaciones debido a la incompatibilidad de materiales y las propiedades de los fluidos. Esto se traduce en altos costes y mucho tiempo para realizar las modificaciones para

realizar el reemplazo. Además, por la inflamabilidad de los hidrocarburos, el alto grado de toxicidad del amoníaco y las altas presiones que debe alcanzar el dióxido de carbono, no deben ser usados en sistemas que usen gran cantidad de refrigerante o exigen componentes de control que suelen ser costosos.

Los refrigerantes sintéticos de bajo PCA han probado ser una buena opción para realizar el reemplazo directo de refrigerantes que serán prohibidos a futuro. Debido a su baja toxicidad y baja inflamabilidad se presentan como una opción barata, y que necesita pocos cambios y mano de obra para ser llevada a cabo. Dentro de las alternativas de refrigerantes sintéticos, las más importantes son los HFCs de bajo PCA, los HFOs y las mezclas entre HFCs y HFOs (Mota-Babiloni, 2016).

Los HFCs de bajo PCA representan una opción a medio plazo hasta que las normativas prohíban estos refrigerantes, valores medios de PCA, PAO nulo, y no son tóxicos ni inflamables.

Los HFOs son nuevos refrigerantes desarrollados en las dos últimas décadas y cuyo objetivo era reemplazar a los HFCs. Están compuestos por hidrógeno, flúor y carbono de doble enlace. Al igual que los HFCs, también tienen valores bajos PCA y PAO nulo. Según la ASHRAE Standard 34 (ASHRAE, 2013), los HFOs tienen una clasificación A2L, es decir son catalogados como ligeramente inflamables y no tóxicos (ASHRAE, 2016).

Otra alternativa para el reemplazo de refrigerantes de alto PCA es el uso de mezclas HFCs y HFOs. De esta manera se pueden mejorar ciertas características de un tipo de refrigerante. Por ejemplo, al mezclar HFCs con HFOs, la mezcla da como resultado características intermedias entre ambos refrigerantes originales, y así se puede reducir el PCA de los HFC a niveles permitidos gracias a los HFO, pero además se baja la inflamabilidad de los HFO logrando refrigerantes de mejores características (Mota-Babiloni, 2016).

1.3.6. Normativa sobre el uso de refrigerantes

La normativa actual para el uso de gases fluorados de efecto invernadero para la Unión Europea es el Reglamento nº 517/2014 (The European Parliament and the Council of the European Union, 2014). Este reglamento establece procedimientos de control, manejo, registro, restricciones de comercialización y sanciones para el uso de este tipo de gases.

El principal objetivo de esta normativa es proteger el medio ambiente mediante la reducción de las emisiones de gases fluorados de efecto invernadero. Para llevar a cabo esto, se imponen las siguientes medidas:

- Establece normas para la contención, uso, recuperación y destrucción de gases fluorados de efecto invernadero.
- Establece condiciones para la comercialización de productos o aparatos específicos que contengan gases fluorados de efecto invernadero.
- Establece condiciones a usos específicos de gases fluorados de efecto invernadero.
- Fija límites para la comercialización de HFC.

Dentro de las disposiciones para prevenir las emisiones de gases fluorados de efecto invernadero:

- Se prohíbe la liberación intencional de gases fluorados de efecto invernadero a la atmósfera cuando no sea técnicamente necesaria para el uso provisto.
- Para la operación de aparatos que contengan gases fluorados de efecto invernadero deberán adoptar todas las medidas técnicas y económicamente viables para evitar o minimizar las fugas de estos gases y cuando se detecten fugas los operadores deben velar para que estas se reparen sin demora injustificada.
- Las personas físicas y o empresas que lleven a cabo tareas de instalación, mantenimiento, reparaciones de fugas, desmontaje de equipos o recuperación de gases, deberán estar certificadas por los estados miembros de la UE para desarrollar las actividades antes mencionadas.

Todos los aparatos que contengan gases fluorados de efecto invernadero en cantidades equivalentes a 5 toneladas de CO₂ deben llevar un control de fugas y además debe llevarse un registro que especifique:

- La cantidad y el tipo de gases fluorados instalados, además de cantidad añadida a la instalación durante los mantenimientos, revisiones o fugas detectadas.
- La cantidad de gases fluorados de efecto invernadero que ha sido reciclada o regenerada, así como el nombre y dirección y número de certificado del centro de reciclado o regenerado.
- Las medidas tomadas para recuperar y eliminar los gases fluorados de efecto invernadero en el caso que los aparatos sean desmontados.

Dentro de las disposiciones para control y uso de los gases fluorados de efecto invernadero se establece:

- A partir del 1 de enero de 2020 los gases fluorados de efecto invernadero con potencial de calentamiento atmosférico (PCA) iguales o mayores a 2500 quedarán prohibidos para revisar o efectuar mantenimiento de aparatos de refrigeración con un tamaño de carga de 40 toneladas equivalentes de CO₂ o más (frigoríficos y congeladores sellados herméticamente para uso comercial).
- A partir del 1 de enero de 2022 los gases fluorados de efecto invernadero con potencial de calentamiento atmosférico (PCA) iguales o mayores a 150 usados en frigoríficos y congeladores para uso comercial (aparatos sellados herméticamente) quedarán prohibidos.
- A partir del 1 de enero de 2022 los gases fluorados de efecto invernadero con un PCA igual o mayor a 150 en centrales frigoríficas multicompresor compactas de uso comercial con capacidad nominal igual o mayor de 40 kW quedarán prohibidos, excepto en circuitos de refrigerante primario de los sistemas de cascada, donde se podrán usar gases fluorados de efecto invernadero con PCA menor a 1500.

La urgencia en la sustitución de refrigerantes de alto PCA en sistemas de refrigeración comercial para cumplir con la regulación y proteger el medio ambiente lleva a determinar el objetivo de la presente tesis doctoral.

1.4. Objetivos

El objetivo principal de esta tesis doctoral es el de investigar, evaluar y comparar las diferentes alternativas de bajo potencial de calentamiento atmosférico (PCA) para reemplazar con modificaciones menores al refrigerante R404A en los sistemas de refrigeración comercial. Este objetivo general contiene varios objetivos específicos:

- Investigar la situación actual del sector de la refrigeración comercial (Estado del arte).
- Seleccionar las posibles alternativas de bajo PCA que podrían reemplazar al R404A en los equipos de refrigeración comercial con el menor número de modificaciones.
- Analizar las condiciones de operación y el rendimiento de los refrigerantes usados típicamente en refrigeración comercial y de sus principales alternativas de reemplazo.
- Comparar las propiedades de los refrigerantes R404A y sus posibles reemplazos.

1.5. Hipótesis

Los refrigerantes de bajo PCA pueden ser una buena alternativa para reemplazar al R404A usado en sistemas de refrigeración comercial. Estos refrigerantes pueden reducir las emisiones de GEIs a la atmósfera, además de permitir al sistema obtener eficiencias iguales o mejores que el refrigerante convencional.

1.6. Metodología

Con la finalidad de cumplir con los objetivos propuestos en esta tesis doctoral, se sigue una metodología que, aunque inicia con un breve estudio teórico, es principalmente experimental para analizar tanto el funcionamiento de un sistema de compresión de vapor utilizado con R404A como de las alternativas de bajo PCA.

Primero, se realiza una revisión bibliográfica sobre la actual situación de la refrigeración comercial y los refrigerantes usados en este sector, así como de las posibles alternativas de bajo PCA de reemplazo. Después, se observa teóricamente que las alternativas de reemplazo puedan trabajar en las condiciones de operación típicas de estos sistemas. Posteriormente, se realiza una serie de pruebas experimentales a las mismas condiciones de operación en un banco de pruebas para refrigerantes. Con los resultados experimentales, se discute y analiza las alternativas comparando sus eficiencias energéticas y condiciones operativas. Finalmente, se especifican las conclusiones de la investigación y los posibles trabajos futuros que derivan este trabajo.

1.7. Organización del documento

De acuerdo con la metodología propuesta para alcanzar los objetivos, el presente documento se estructura en los siguientes capítulos

Capítulo 1. Introducción. En el presente capítulo se muestra un breve resumen sobre los sistemas de refrigeración, los problemas que generan estos sistemas con el medio ambiente y las normativas establecidas para detener este impacto ambiental. Además, se ha descrito el problema y la motivación junto con los objetivos y metodología de trabajo.

Capítulo 2. Estado del arte. Este capítulo mediante una exhaustiva revisión de la literatura se enfoca en detallar la situación actual del sector de la refrigeración comercial y de las tendencias futuras en el uso de refrigerantes de bajo PCA con el fin de identificar el área de oportunidad y los aportes científicos de la investigación; al final del capítulo se determinan las opciones más viables de reemplazo.

Capítulo 3. Estudio teórico. Este capítulo presenta un análisis teórico de dos de las alternativas de bajo PCA para remplazar al refrigerante R404A, haciendo uso de las propiedades termofísicas obtenidas del software REFPROP v.9.1. El objetivo de este apartado fue obtener una perspectiva del comportamiento de los nuevos refrigerantes y evitar posibles errores de medición en la fase experimental.

Capítulo 4. Estudio experimental. En este apartado se ha descrito el funcionamiento y las características técnicas de los equipos utilizados en el análisis experimental. También, se detalla la metodología seguida para la obtención de los datos y la posterior validación de éstos

Capítulo 5. Análisis de resultados. En este capítulo se estudian los resultados obtenidos en la campaña experimental y se comparan con los datos del refrigerante de referencia y con los teóricos. Además, se determinan las causas de las desviaciones con relación a los resultados teóricos.

Capítulo 6. Conclusiones y trabajos futuros. Este apartado expone un resumen de las principales conclusiones alcanzadas por este trabajo. Posteriormente, se proponen temas de investigaciones derivados de esta tesis doctoral que se podrían realizar en el futuro.

1.8. Conclusiones

En este capítulo se presenta una revisión bibliográfica sobre la importancia de la refrigeración en el desarrollo de la humanidad, así como de los problemas ambientales que generan y de las posibles soluciones a este problema.

Se determinó que la tecnología de refrigeración más extendida en el mundo son los sistemas de refrigeración por compresión de vapor. Entre sus diferentes aplicaciones, destaca la refrigeración comercial, para conservación y congelación de alimentos. Un aspecto negativo de este tipo de tecnología es que tiene un gran impacto ambiental, en gran parte debido a los altos valores de PCA de los refrigerantes usados (principalmente R404A) y al consumo de energía eléctrica.

Debido a las normativas establecidas para el control y uso de los gases fluorados de efecto invernadero, muchos de los refrigerantes usados actualmente deberán ser reemplazados en varios años, entre ellos el R404A. Es por esto que esta tesis doctoral se ha enfocado en el análisis de nuevas alternativas de refrigerantes que podrían ser utilizadas en refrigeración comercial que sean respetuosos con el medio ambiente.

Finalmente, también se han establecido los objetivos, la hipótesis, la metodología y la organización del presente trabajo.

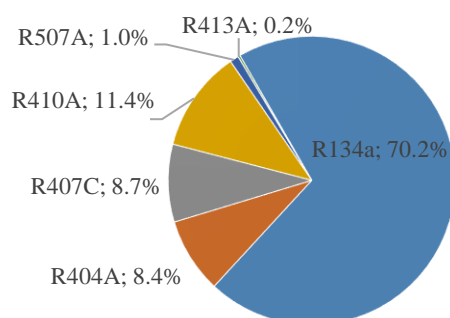
Capítulo 2

Estado del arte

2.1. Refrigerantes usados en aplicaciones comerciales

Los primeros refrigerantes sintéticos utilizados ampliamente en la refrigeración comercial fueron los CFCs, y entre ellos se destacan el R12 y el R502 por sus buenas características termodinámicas. Después de firmarse el Protocolo de Montreal en el año 1987 y al haber demostrado que esta familia de refrigerantes poseía un alto PAO, se empezó a desarrollar otro tipo de fluidos menos agresivos con la capa de ozono, los HCFCs, siendo el más difundido en este sector el R22. Poco después se desarrollaron los HFCs con PAO nulo pero un PCA alto, siendo para esta familia los refrigerantes más difundidos el R404A, el R507A, el R407C, el R134a y el R407A. Los refrigerantes naturales también fueron considerados pese a sus limitaciones de seguridad o compatibilidad.

Mucha de la tecnología de refrigeración actual funciona con HCFCs. La composición porcentual de HFCs almacenados en los equipos de refrigeración para el año 2006, se muestra en la Imagen 2.1.



Fuente: United Nations Environment Programme UNEP (2011)

Imagen 2.1. Porcentaje refrigerantes HFCs almacenados 2006

Como se muestra en la Imagen 2.1, el refrigerante HFC más difundido en el año 2006 en los equipos de refrigeración es el R134a con un 70,2%, posteriormente el R410A con un 11,4%, luego el R407C con un 8,7%, y seguidamente el R404A con un 8,4%.

En el año 1997 se firmó el protocolo de Kioto con el objetivo de controlar las emisiones de GEIs a la atmósfera; es entonces cuando se empieza a mostrar interés por nuevos refrigerantes de bajo potencial de calentamiento atmosférico. En Europa, a partir del año 2000, los HCFCs fueron prohibidos para todo tipo de equipos nuevos de refrigeración comercial.

Hasta el año 2005, los refrigerantes R404A y R507A (ambos HFCs) eran los más utilizados en unidades de condensación o sistemas centralizados con necesidades de baja y media temperatura. Mientras que para equipos como los sistemas autónomos se utilizaban: el R134a para aplicaciones de media temperatura y el R507A y el R404A para aplicaciones de baja temperatura (Intergovernmental Panel on Climate Change, IPCC, 2005).

La Tabla 2. 1 contiene los refrigerantes que se han venido usando en cada una de las aplicaciones de la refrigeración comercial, así como las nuevas posibles alternativas identificadas a principios del siglo XXI.

Tabla 2. 1. Refrigerantes utilizados históricamente por aplicaciones en refrigeración comercial y alternativas a principios del siglo XXI.

Aplicación	Refrigerantes Anteriormente Usados	Refrigerantes Actualmente usados	Alternativas
Unidades de condensación	R22	R404A; R507A; R407C	R744; R717; R1270; R290
Sistemas Autónomos	R12; R22	R404A; R134a	R744; R600a; R290
Sistemas centralizados	R12; R502; R22	R404A; R507A; R407A	R744; R717; R1270; R290

Fuente: EPA United States Environmental Protection Agency (2010)

Para determinar el grado de impacto ambiental de los refrigerantes usados actualmente en refrigeración comercial se deben analizar los indicadores PCA y PAO. Estos indicadores se pueden observar en la Tabla 2. 2. (EPA United States Environmental Protection Agency, 2010)

Tabla 2. 2. Características técnicas de refrigerantes utilizados en refrigeración comercial

Refrigerante	Potencial de Calentamiento Atmosférico (PCA)	Potencial de Agotamiento de Ozono (PAO)
R12	10900	1
R502	4657	0,334
R507A	3985	0
R404A	3922	0
R407A	2107	0
R22	1810	0,055
R407C	1774	0
R134a	1430	0
R32	675	0
R290 (Propano)	3,3	0
R600a (Isobutano)	3	0
R1270 (Propileno)	1,8	0
R744 (CO₂)	1	0
R717 (Amoníaco)	0	0

Fuente: EPA United States Environmental Protection Agency (2010)

En la Tabla 2. 3 se aprecia la proporción de entrada en el mercado de los principales refrigerantes utilizados en la refrigeración comercial para el año 2010. El refrigerante más usado en este sector para este año es el R404A; sin embargo, este refrigerante a pesar de tener un PAO igual a 0, presenta un PCA alto (3922) y debe buscarse una opción para ser reemplazado (ICF International, 2011).

Tabla 2. 3. Estimación de penetración en el mercado de la refrigeración comercial de los tipos de refrigerantes

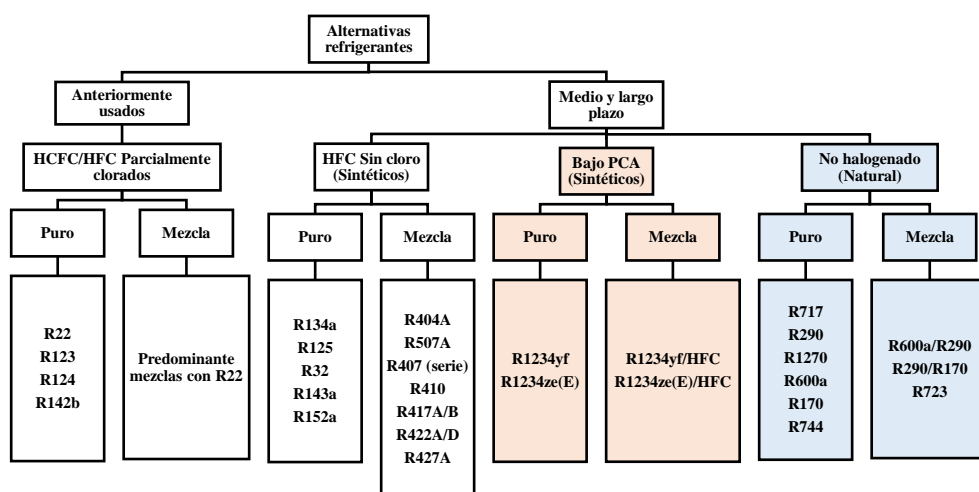
R134a	R404A	R407C	R410A	R407A	R507
4,5%	90,9%	0,2%	2,7%	1,5%	0,2%

Fuente: ICF International (2011)

Debido a su amplia difusión en la refrigeración comercial, el R404A se toma como base para el análisis de las nuevas alternativas.

2.2. Tendencias de las nuevas alternativas de refrigerantes en refrigeración comercial

La Imagen 2.2 muestra las tendencias de usos de refrigerantes clasificados según el plazo considerado y su composición de fluido puro o mezcla. En dicha Imagen, ya se incluyen los fluidos tipo HFOs, desarrollados durante los últimos años, y las mezclas de estos con HFCs.



Fuente: Bitzer Kühlmaschinebau GmbH (2016)

Imagen 2.2. Tendencias de refrigerantes de bajo PCA en sistemas de refrigeración por compresión de vapor

Las alternativas de refrigerantes de bajo PCA de medio y largo plazo son principalmente de tres tipos: los HFCs, HFOs y mezclas HFC/HFO y los refrigerantes naturales. Los HFCs, se est n usando actualmente y presentan buenas características técnicas, aunque PCA altos. Los refrigerantes sintéticos de bajo PCA (HFOs y mezclas HFC/HFO) presentan considerablemente PCA menores que los anteriores. Y finalmente, los refrigerantes naturales (hidrocarburos, amoníaco, dióxido de carbono, etc.) presentan PCA muy bajos.

Todas las alternativas de refrigerantes de bajo PCA presentan tanto ventajas como desventajas en comparación a las demás alternativas o los HFCs, y por lo tanto hoy en día no existe un reemplazo claro que se vaya a imponer en las diferentes aplicaciones de refrigeración. En la Tabla 2. 4 se pueden apreciar esas características propias de cada refrigerante. En color verde se encuentran las características que favorecen su uso como buenos refrigerantes, en color amarillo las que presentan limitaciones, y en color rojo las que presentan serios problemas para su utilización.

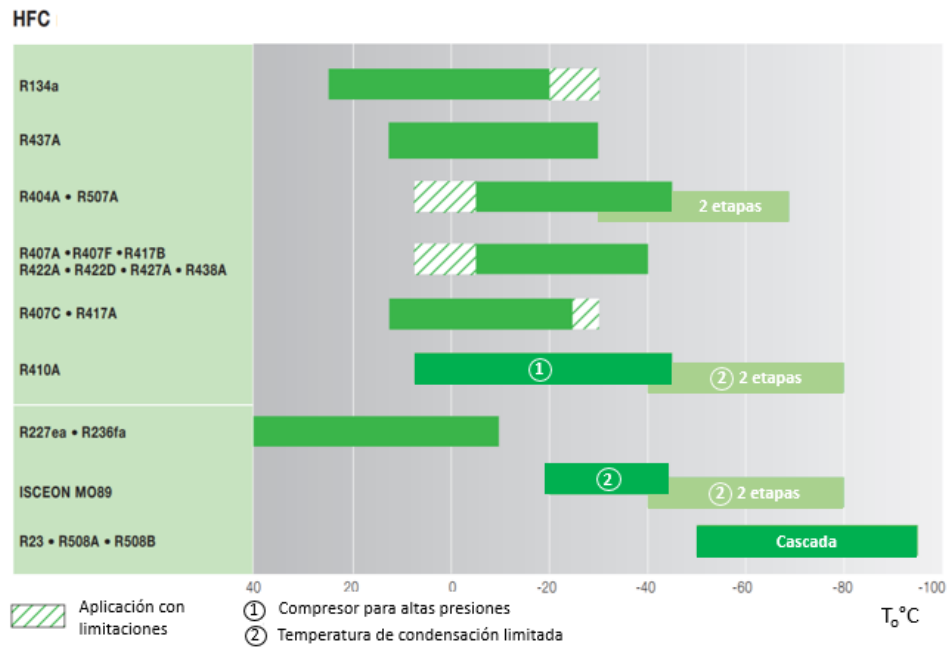
Tabla 2. 4. Datos comparativos de las principales características de los tipos de refrigerantes de bajo PCA

Refrigerante	CFC/ HCFC	HFC	HFO	HC	NH ₃	CO ₂
PCA	Alto	Alto/ Medio	Bajo	Bajo	Bajo	Bajo
Toxicidad	No tóxico	No tóxico	No tóxico	No tóxico	Tóxico	Medianam. Tóxico
Inflamabilidad	No inflamable	No inflamable	Ligeram. Inflamable	Inflamable	Ligeram. inflamable	No inflamable
COP	Alto	Alto	Alto	Alto	Alto	Bajo
Coste del refrigerante	Bajo	Bajo	Alto	Bajo	Bajo	Bajo
Presión de trabajo	Bajo	Bajo	Bajo	Bajo	Bajo	Muy alto
Compatibilidad con materiales	Todos comunmente usados	Todos comunm. usados	Todos comunm. usados	Todos comunmente usados	Solo acero, cobre no compatible	Todos comunmente usados
Compatibilidad con lubricante	Mineral/sintético	Solo sintético	Solo sintético	Mineral/sintético	Mineral	Mineral/sintético

Fuente: Venkatarathnam & Srinivasa-Murthy (2012)

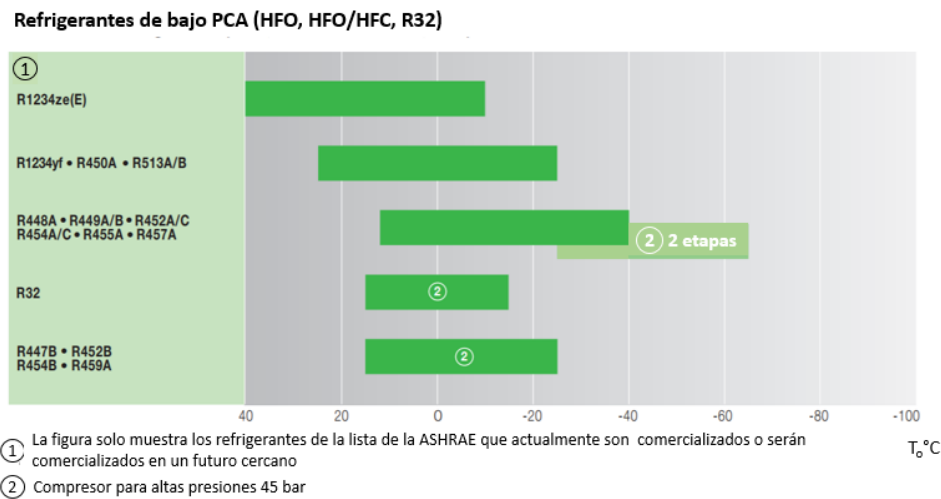
Al analizar la Tabla 2. 4 se observa con claridad que no existe una alternativa perfecta a los refrigerantes de alto PCA. Si se consideran solamente estos factores, no se puede llegar a una conclusión precisa de cuál alternativa es la mejor opción. Por ejemplo, los refrigerantes HFOs a pesar de presentar la mayoría de sus características favorables, son inflamables y necesitan usar un lubricante sintético en el compresor. Por otro lado, los hidrocarburos son altamente inflamables; el amoníaco es tóxico (no está permitido usarlo en presencia de personal no cualificado), es medianamente inflamable, presenta problemas con varios materiales y solo puede ser usado con lubricantes minerales; y el dióxido de carbono tiene un rendimiento energético bajo y es medianamente tóxico.

Además de analizar las características técnicas de los refrigerantes es necesario analizar las temperaturas de evaporación típicas a las que trabajan para prever si se podrían ajustar a las condiciones de trabajo necesarias en refrigeración comercial. En la Imagen 2.3 se presentan las temperaturas de evaporación típicas de trabajo de los HFC; en la Imagen 2.4 las temperaturas de evaporación típicas de los refrigerantes sintéticos de bajo PCA y en la Imagen 2.5 las temperaturas de evaporación típicas de los refrigerantes naturales.



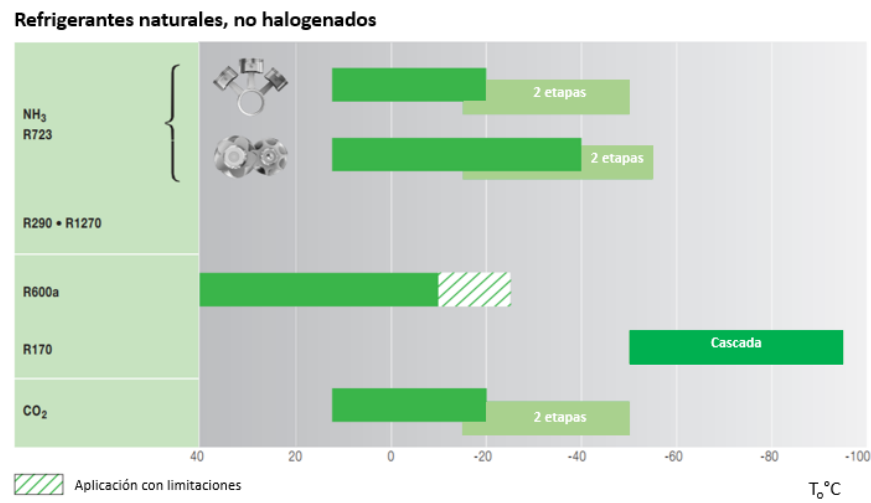
Fuente: Bitzer Kühlmaschinebau GmbH (2016)

Imagen 2.3. Temperaturas de evaporación típicas de diferentes HFCs



Fuente: Bitzer Kühlmaschinebau GmbH (2016)

Imagen 2.4. Temperaturas de evaporación típicas de diferentes refrigerantes sintéticos de bajo PCA



Fuente: Bitzer Kühlmaschinebau GmbH (2016)

Imagen 2.5. Temperaturas de evaporación típicas de diferentes refrigerantes naturales

En el apartado sobre refrigeración comercial se mencionaron las temperaturas que alcanzan los equipos destinados al sector comercial. Así, se especifica que las temperaturas de trabajo van desde 235,15 K (-38 °C) hasta 283,15 K (10 °C). De esta manera se seleccionan los refrigerantes que mejor rendimiento tengan de acuerdo con dichas temperaturas de trabajo.

De las Imágenes 2.4 y 2.5 se concluye que las mejores opciones como refrigerantes para estas temperaturas de trabajo son:

- El grupo de refrigerantes comprendido por: R448A, R449A/B, R452A/C, R454A/C, R455A y R457A.
- Los refrigerantes naturales como el amoníaco y mezclas a base de amoníaco.

Adicionalmente, otros factores que determinan si los refrigerantes estudiados pueden considerarse como potenciales alternativas son las emisiones atmosféricas y la clasificación de seguridad de los refrigerantes, y por tanto serán analizados a continuación.

2.3. Emisiones atmosféricas

Las emisiones son todas las sustancias en suspensión que son desprendidas a la atmósfera en calidad de residuos y que pueden incidir en la salud de las personas y/o en la degradación del medio ambiente.

Las principales emisiones a la atmósfera relacionadas con los sistemas de refrigeración son: las emisiones directas (fugas de refrigerantes) y las indirectas (las emisiones producidas al generar energía eléctrica para alimentar al sistema) (Makhnatch & Khodabandeh, 2014).

Atendiendo a ambos efectos (emisiones directas e indirectas) y a lo visto en la sección de introducción, la mayor contribución de los sistemas de refrigeración al calentamiento global proviene de las emisiones indirectas causadas por la generación de energía basada en un alto porcentaje en la quema de combustibles fósiles (International Institute of Refrigeration, (IIR), 2015).

Por lo tanto, con el objetivo de controlar los efectos del calentamiento global debido a la operación de sistemas de refrigeración, no solo basta con utilizar refrigerantes de bajo PCA, sino que también es necesario el uso de compresores de alta eficiencia, de

componentes que optimicen el rendimiento, y refrigerantes con favorables características termodinámicas (Bitzer Kühlmaschinebau GmbH, 2016).

2.4. Denominación de los refrigerantes

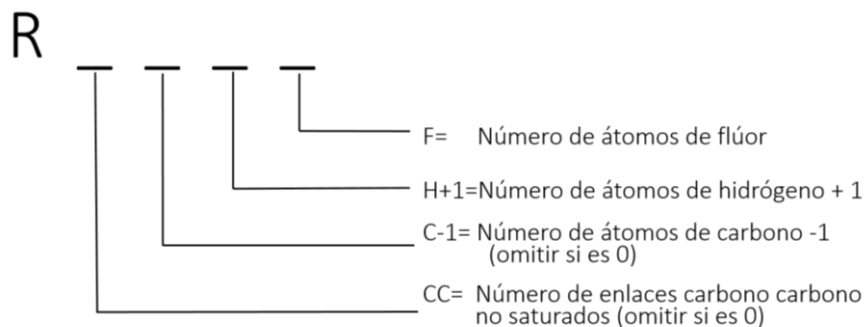
La ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) es la entidad que ha establecido una clasificación para los refrigerantes. Para entender dicha clasificación es necesario conocer los parámetros seleccionados por la misma entidad ASHRAE.

2.5. Designación ASHRAE para refrigerantes

La ASHRAE es la encargada de designar una numeración (en lugar de usar su fórmula química o su nombre comercial) y clasificar a los refrigerantes según su grado de toxicidad o inflamabilidad. Para refrigerantes puros, la numeración se basa en su fórmula química, mientras que, para las mezclas el número es asignado en orden y siguiendo una revisión de los datos proporcionados por el fabricante (United Nations Environment Programme, 2017).

2.5.1. Sistema de numeración ASHRAE.

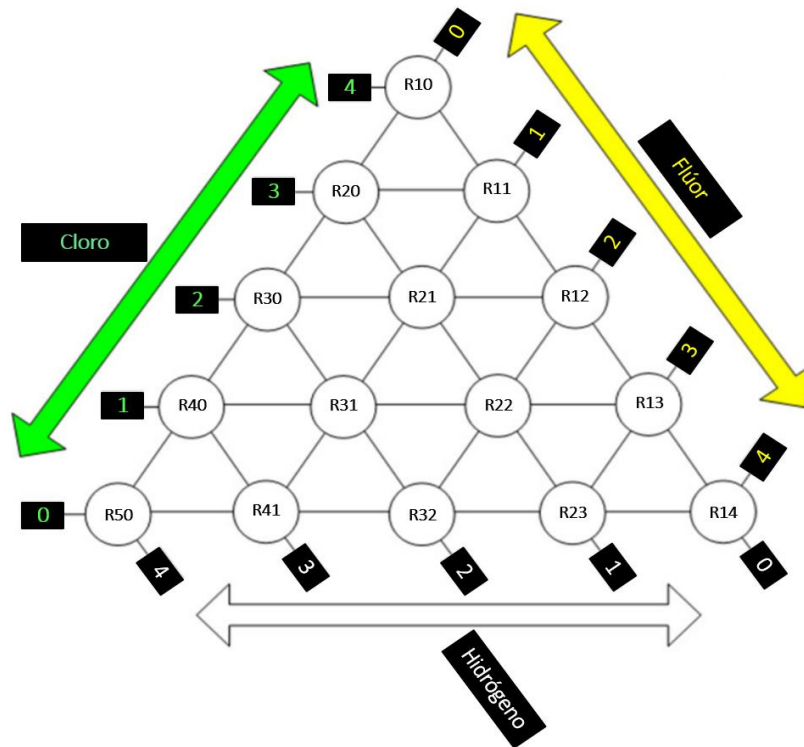
Los refrigerantes pueden ser numerados con la letra R seguido de una numeración, cuyo método se aprecia en la Imagen 2.6.



Fuente: United Nations Environment Programme (2017)

Imagen 2.6. Numeración establecida por la ASHRAE para refrigerantes

La Imagen 2.7 explica cómo cambia la numeración ASHRAE de diferentes refrigerantes según las propiedades de su molécula. Por ejemplo, en el caso del metano CH_4 , este fluido es designado como R50 por tener 4 moléculas de hidrógeno y ninguna de flúor.



Fuente: United Nations Environment Programme (2017)

Imagen 2.7. Esquema de método para numerar los refrigerantes según la ASHRAE

Los refrigerantes cuyas moléculas son isómeros (moléculas con la misma fórmula química que otra pero con diferente estructura química) son identificadas con una letra minúscula después de la numeración. Como caso más común puede ser nombrado el R134a. Las mezclas que tienen los mismos componentes puros, pero con diferentes composiciones, se identifican con una letra mayúscula después de la numeración como por ejemplo R401A y R401B.

Las mezclas de refrigerantes que tienen la forma R4XX son mezclas zeotrópicas (mezclas de dos o más refrigerantes que en fase líquida o de vapor siempre tienen diferente composición. Para la forma R5XX en cambio son mezclas azeotrópicas (mezclas de refrigerantes que en fase líquida o de vapor tienen la misma composición a una presión específica) (United Nations Environment Programme, 2017).

2.5.2. Clasificación de seguridad ASHRAE

Además de la numeración ASHRAE, los refrigerantes han sido clasificados por esta entidad según su grado de peligrosidad. Además de muchas otras características, se busca que un refrigerante sea mínimamente tóxico e inflamable.

Todas las sustancias pueden llegar a ser tóxicas en cantidades suficientes (se han observado efectos tóxicos en sustancias como el agua, la sal, el oxígeno y el CO₂ en altas cantidades). La diferencia entre las sustancias que son consideradas tóxicas es la concentración necesaria para causar daño y la duración o repetición de las exposiciones. Si una sustancia es capaz de producir daños en pequeñas cantidades o en periodos cortos de exposición se habla de una sustancia altamente tóxica (EPA United States Environmental Protection Agency, 2016).

Una sustancia tóxica expuesta en cortos periodos de tiempo y altas concentraciones puede provocar daños agudos como irritaciones, sensibilidad del corazón a la adrenalina y concentración letal (concentración en la que la sustancia puede matar a animales o a personas en corto tiempo). También una sustancia puede llegar a ser tóxica al ser expuesta por largos periodos de tiempo o de forma repetitiva (toxicidad crónica) (Lavelle, 2001).

Debido a esto, para determinar la idoneidad de trabajar con determinada sustancia la American Conference of Governmental Industrial Hygienists estableció un indicador denominado Threshold Limit Value - Time Weighted Average (TLV-TWA), el cual se define como la concentración media ponderada en el tiempo de una jornada laboral de 40 horas a la semana a la que pueden estar expuestos los trabajadores día tras día sin efectos adversos.

Posteriormente la ASHRAE en su clasificación de seguridad designó a cada refrigerante en dos grupos. Los de clase A (TLV-TWA de 400 ppm o mayor y son considerados de baja toxicidad) y los de clase B (TLV-TWA de menos a 399 ppm y son considerados de alta toxicidad (Calm, 1996).

Otro factor importante es la inflamabilidad, que es la capacidad de una sustancia para quemarse o encenderse, causando combustión o fuego. Las características químicas que

tienen relación con la inflamabilidad son el punto de inflamación y la presión de vapor. El punto de inflamación es la temperatura más baja a la que puede evaporarse la sustancia para formar una mezcla inflamable en el aire. Las presiones de vapor más altas dan como resultado puntos de inflamación más bajos y por tanto una mayor inflamabilidad (EPA United States Environmental Protection Agency, 2016).

La norma ASHRAE 34 asignó un código (un número y una letra) de referencia a cada refrigerante para clasificarlos de acuerdo con el riesgo que involucra su uso. Para esto la normativa define dos clasificaciones de seguridad: de toxicidad y de inflamabilidad. En el caso de toxicidad los refrigerantes asignados con la letra A son de baja toxicidad, mientras que los denotados con la letra B son refrigerantes de alta toxicidad.

Para la inflamabilidad, la norma los clasifica en tres clases y una subclase. Dentro de las clases, los refrigerantes que no se propagan con fuego se les asigna el número 1, para los refrigerantes con baja inflamabilidad se utiliza el número 2, y para aquellos refrigerantes con alta inflamabilidad como los hidrocarburos se utiliza el número 3. Es así como el código de clasificación de seguridad de la ASHRAE está compuesta por un número y una letra lo que da la información tanto del nivel de toxicidad como de inflamabilidad.

En los últimos años, la ASHRAE estableció una nueva subclase para incluir a los refrigerantes que poseen una inflamabilidad clase 2 pero que arden muy lentamente, como es el caso de los HFOs (United Nations Environment Programme, 2017).

En la Imagen 2.8 se puede apreciar la matriz resultante de la clasificación de seguridad de los refrigerantes.

Alta Inflamabilidad	A3	B3
Baja Inflamabilidad	A2	B2
	A2L*	B2L*
No Inflamable	A1	B1
	Baja Toxicidad	Alta Toxicidad

* A2L y B2L poseen baja inflamabilidad con una máxima velocidad de combustión ≤ 10 cm/s

La velocidad de combustión es la máxima velocidad a la que una llama se propaga en una dirección normal con relación con el gas no quemado delante de ella.

Fuente: Kopchick & Scancarello (2017)

Imagen 2.8. Matriz de la clasificación ASHRAE de seguridad de los refrigerantes

2.6. Deslizamiento o glide

Una característica importante de los refrigerantes es el deslizamiento. Cuando los refrigerantes son sustancias puras, las temperaturas de cambio de fase (temperatura de saturación) desde que empieza el punto de burbuja hasta el punto de rocío son prácticamente constantes pero cuando se trabaja con mezclas, la proporción de una de las partes puede evaporarse a una temperatura diferente y se produce una diferencia entre las temperaturas de punto de burbuja y de rocío, siendo conocida como deslizamiento o *glide* (puede ser encontrado comúnmente este término en inglés) (Honeywell, 2017b; Chemours, 2017).

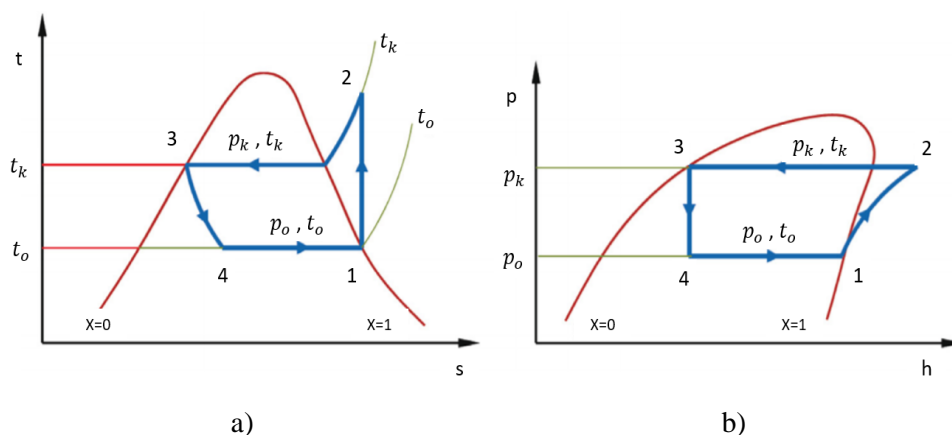
Hay tres categorías de mezclas usadas en aplicaciones de refrigeración y aire acondicionado: azeotrópicos, casi azeotrópicos y zeotrópico (Didion & Bivens, 1990).

Tal y como ha sido introducido en la sección 2.4.1.1, las mezclas azeotrópicas son sustancias que no pueden ser separadas en sus componentes por una simple destilación. Estas mezclas tienen puntos de ebullición menores que la de sus componentes y se comportan como sustancias puras durante el cambio de fase.

Las mezclas zeotrópicas no se comportan como una misma sustancia cuando cambian de estado, y se evaporan y condensan entre dos temperaturas diferentes (deslizamiento). Por lo tanto, la principal característica de este tipo de mezcla es que su ebullición y condensación no es isotérmica. Las mezclas zeotrópicas tienen el potencial de mejorar sus eficiencias, aunque, el principal problema de este tipo de refrigerantes es que el componente más volátil tiende a escapar en mayor proporción lo cual cambia la composición de la mezcla restante en el sistema en caso de fuga accidental y requiere de ciertas precauciones durante la fase de carga de refrigerante (Sarbu, 2014).

Las mezclas casi azeotrópicas buscan mejorar ciertas características de los refrigerantes puros. Este tipo de refrigerantes también suelen presentar un deslizamiento de temperaturas durante el cambio de fase, pero sus deslizamientos son ligeros en comparación con los de las mezclas azeotrópicas (menos que 1 K). Aun así, estas mezclas pueden alterar su composición y esto afectar sus características cuando existen fugas en el sistema. (Granryd, et al., 2005).

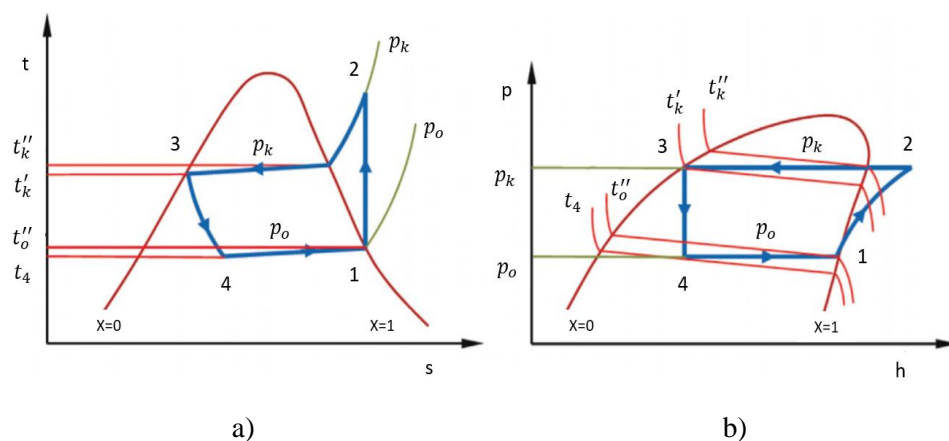
En las Imágenes 2.9 y 2.10 se aprecian las diferencias del comportamiento de un refrigerante azeotrópico y uno zeotrópico.



t_k = temperatura de condensación; t_o = temperatura de evaporación; p_k = presión de condensación; p_o = presión de evaporación

Fuente: Sarbu (2014)

Imagen 2.9. Ciclo de compresión de vapor de una etapa, refrigerante azeotrópico, a) T-s, y b) P-h



t_k'' = temperatura entrada de condensador; t_k' = temperatura de salida de evaporador; t_o'' = temperatura de salida de evaporador; p_k = presión de condensación; p_o = presión de evaporación

Fuente: Sarbu (2014)

Imagen 2.10. Ciclo de compresión de vapor de una etapa, refrigerante zeotrópico, a) T-s, y b) P-h

En la Imagen 2.10 se muestra de forma simplificada que el deslizamiento o diferencia de temperaturas entre el refrigerante como líquido saturado y vapor saturado, se da cuando los refrigerantes son zeotrópicos (mezclas de refrigerantes con puntos de ebullición distintos).

2.7. Refrigerantes en refrigeración comercial

Los diseños de los equipos de refrigeración dependen en gran medida de las propiedades de los refrigerantes seleccionados. La selección de refrigerantes implica muchas veces conflictos entre las propiedades termofísicas, de seguridad (inflamabilidad y toxicidad), ambientales, de costes, eficiencia, entre otras (Sarbu, 2014). Debido a esto, las nuevas alternativas de refrigerantes de bajo PCA deben ser seleccionadas tomando en cuenta los factores anteriores (Cardoso, et al., 2017).

Los refrigerantes más extendidos en aplicaciones comerciales son el R404A (PCA= 3922) y el R507A (PCA= 3985). Ambos presentan composición y propiedades similares (Mota-Babiloni, et al., 2015a); no obstante, sus valores de PCA son muy elevados y deben ser reemplazados en el futuro. Como se mencionó en el apartado 2.1, en los

últimos años el R404A ha llegado a ocupar el 91% de la penetración de mercado de refrigerantes en el sector de la refrigeración comercial (ICF International, 2011). Es por ello por lo que en esta investigación se tomó el R404A como el refrigerante de referencia a sustituir. La Tabla 2. 5 muestra las principales características del R404A.

Tabla 2. 5. Características técnicas del R404A

Refrigerante	Desl.	PAO	PCA	Clasificación de seguridad ASHRAE
R404A	0,75 K	0	3922	A1

Fuente: National Refrigerats, INC (2010)

Tal y como se introdujo en el primer capítulo de la tesis, debido a las regulaciones de control y uso de gases fluorados y al alto valor de PCA del R404A, este refrigerante deberá ser reemplazado para toda aplicación comercial (Mota-Babiloni, et al., 2015a). Por tal motivo, los fabricantes de refrigerantes se han visto obligados a buscar nuevas opciones que sean respetuosos con el ambiente y que presenten buenas características físicas, químicas y térmicas.

Actualmente existen varias alternativas de bajo PCA para reemplazar a los de altos valores. Una son los refrigerantes naturales como el CO₂, el amoníaco y los hidrocarburos (Pontes & Bandarra-Filho, 2016). Otra son las mezclas de refrigerantes sintéticos HFCs. La tercera son las mezclas HFCs/HFOs que podrían ser empleadas en sistemas de refrigeración existentes sin mayores modificaciones (Mota-Babiloni, et al., 2015a).

A pesar de que se ha introducido anteriormente, para determinar las mejores alternativas de refrigerantes se analizan en detalle cada uno de los grupos de las principales alternativas.

2.7.1. Refrigerantes naturales

Un buen número de investigaciones recientes se han enfocado en desarrollar nuevos refrigerantes para reemplazar a los refrigerantes de alto PCA. Una de estas alternativas son los refrigerantes naturales debido a su bajo potencial de calentamiento atmosférico (PCA), su bajo potencial de agotamiento de ozono (PAO), su compatibilidad con materiales elastómeros usados en sistemas de refrigeración y su solubilidad con lubricantes minerales convencionales (Riffat, et al., 1997; Bolaji & Huan, 2013). Los principales refrigerantes naturales usados en aplicaciones de refrigeración se aprecian en la Tabla 2. 6.

Tabla 2. 6. Características técnicas de los principales refrigerantes naturales

Refrigerante	Denominación ASHRAE	PAO	PCA	Clasificación de seguridad ASHRAE
Amoníaco (NH₃)	R717	0	<1	B2L
Dióxido de Carbono (CO₂)	R744	0	1	A1
Butano	R600	0	~20	A3
Isobutano	R600a	0	~20	A3
Propano	R290	0	~20	A3
Propileno	R1270	0	<20	A3
Agua	R718	0	<1	A1

Fuente: Rasti, et al. (2011); Calm & Hourahan (2011)

Varios de los refrigerantes naturales mencionados pueden ser aplicados a la refrigeración comercial. La Tabla 2. 7 presenta las principales aplicaciones para estos.

Tabla 2. 7. Principales aplicaciones en refrigeración comercial para refrigerantes naturales

Aplicación	Tipo de equipo	R290	R774	R717
Sistemas de supermercado	Nuevo	OK	OK	OK
Unidades de condensación remota	Nuevo	OK	OK	
Sistemas autónomos (Media temperatura)	Nuevo	OK	OK	
Sistemas autónomos (Baja temperatura)	Nuevo	OK	OK	

Fuente: Rajendran, R (2017)

De la Tabla 2. 7 se concluye que tanto el propano como el dióxido de carbono pueden ser utilizados en todas las aplicaciones comerciales mientras que el amoníaco es usado exclusivamente en sistemas de supermercados. Se debe mencionar que las aplicaciones que consideren estos tipos de refrigerantes como reemplazo deben ser necesariamente equipos nuevos.

El CO₂ (R744) parece ser una prometedora alternativa debido a no ser altamente tóxico, ni inflamable y tener alta capacidad volumétrica (lo que permite tener un diseño compacto), menor tasa de compresión, alta transferencia de calor, compatibilidad con lubricantes normales, gran disponibilidad y bajo precio. Pese a ello, también presenta problemas como que los sistemas requieren alto consumo de energía y tienen baja capacidad frigorífica a altas temperaturas ambientales.

Un efecto indirecto del CO₂ como refrigerante es la alta presión de condensación que debe alcanzar el sistema, lo que determina un alto consumo energético y como consecuencia un alto valor de emisiones indirectas para este refrigerante.

Los principales inconvenientes para el uso de CO₂ como refrigerante son su alta presión crítica con baja temperatura crítica y la baja eficiencia de su ciclo. Debido a su baja temperatura crítica debe ser utilizado en un ciclo transcrito, aunque para mejorar su rendimiento el CO₂ puede ser mezclado con otros refrigerantes.

El CO₂ está siendo introducido en los supermercados europeos de una forma significativa. No obstante, este refrigerante es menos eficiente que otros (como por ejemplo el R22), excepto cuando se lo usa en sistemas tipo cascadas con otro refrigerante (Sarbu, 2014).

Se han realizado estudios sobre el rendimiento de sistemas de refrigeración en cascada con mezclas de CO₂ y HFCs (por ejemplo mezclas como: R744/R125, R744/R41, R744/R32 y R744/R23) trabajando en el circuito de baja temperatura, y amoníaco en el circuito de alta temperatura, reportando que el COP de las mezclas son 5% menores que las de los HFCs usados en el medio de baja temperatura (Nicola, et al., 2005).

El consumo energético en supermercados de un sistema transcrito de CO₂ fue analizado considerando un compresor de simple etapa para media temperatura (MT), compresores de dos etapas para baja temperatura (LT), y un sistema de expansión directa de dos etapas con R404A. El estudio determinó que el rendimiento energético para el sistema con CO₂ era menor aunque este podría optimizarse realizando mejoras en el ciclo (Giroto, et al., 2004).

Otro refrigerante natural es el amoníaco (R717) que es ampliamente usado en aplicaciones de refrigeración industrial y de conservación de alimentos debido a sus buenas características termodinámicas pese a ser considerado como peligroso, tóxico e inflamable (Benhadid-Dib & Benzaoui, 2012; Pearson, 2008). No obstante, la alta temperatura crítica del amoníaco permite que los sistemas que usan este refrigerante sean más eficientes que los que usan otros refrigerantes (Sarbu, 2014).

El amoníaco presenta un PAO y un PCA de cero, además, tiene una eficiencia energética alta en los equipos de refrigeración, sus emisiones indirectas de GEIs son bajas y está disponible en todo el mundo (Pavkovic, 2013; Cardoso, et al., 2017). Debido a todo lo anterior, el amoníaco es una opción barata, respetuosa con el medio ambiente lo que lo convierte en una alternativa ecológica ideal. Aunque es importante mencionar que es altamente tóxico (Clase B), pero al tener un olor particular fuerte puede ser detectado en concentraciones de hasta 3 mg/m³ en el aire. También cabe recalcar que el amoníaco presenta una ligera inflamabilidad (2L) según la clasificación ASHRAE (Sarbu, 2014).

Otro factor que hay que considerar es que el amoníaco requiere altas presiones de trabajo lo que ocasiona que los espesores de los componentes del sistema sean mayores que la de los componentes usados con refrigerantes halogenados y su incompatibilidad con el cobre (Benhadid Dib & Benzaoui, 2011; Cardoso, et al., 2017).

Adicionalmente a lo anterior, el uso de amoníaco como refrigerante requiere un elevado costo inicial de los equipos como consecuencia de su baja producción en serie, aunque hay un interés renovado en Europa en especial en los países nórdicos (Sarbu, 2014).

Las mezclas azeotrópicas de amoníaco pueden mejorar el rendimiento y la eficiencia del ciclo de refrigeración, un ejemplo de esto es la mezcla de amoníaco con etano (R170). Esta mezcla tiene una buena miscibilidad con lubricantes minerales y debido a esto reducen el uso de lubricantes sintéticos altamente higroscópicos (Cox & Mazur, 2009).

Los hidrocarburos (HC) como el propano (R290) el propileno (R1270) y el isobutano (R600a) son otra posible alternativa para refrigerantes de alto PCA. Los HC son incoloros casi inodoros y se pueden licuar bajo presión. Poseen un PAO nulo y un insignificante PCA < 3. Desde el punto de vista termodinámico son altamente eficientes en sistemas de refrigeración y son comúnmente usados en sistemas de bajas cargas de refrigerante. Sin embargo, el principal inconveniente de estos refrigerantes es que son inflamables.

Un aspecto muy importante para trabajar con HCs es su compatibilidad con los materiales. Estos fluidos son compatibles con la mayoría de los usados típicamente en sistemas de refrigeración como metales y polímeros, aunque también existen algunos que deben ser evitados como el caucho natural o cauchos de silicona. Otro factor de importancia de este tipo de refrigerantes es la compatibilidad con muchos de los lubricantes sintéticos y minerales lo que le permite usar una amplia gama de opciones en este campo (Palm, 2008).

Diferentes tipos de hidrocarburos (propano, propileno, butano isobutano) fueron analizados juntamente con refrigerantes sintéticos como el R134a, R22, y el R12. Se mantuvieron las temperaturas de condensación constante a 40 °C. Los resultados determinaron que el propileno daba una capacidad frigorífica por unidad de volumen muy similar al R22, mientras que el propano era un 15% más bajo. El isobutano por su parte presentaba la mitad de la capacidad frigorífica del R12 y R134a. Con relación al COP se determinó que el rendimiento del sistema dependía de los componentes del sistema como por ejemplo compresor e intercambiadores de calor (Granryd, 2001).

Un conjunto de congeladores trabajando con propano fueron comparados con sistemas similares que trabajaban con R404A en estaciones de servicio, tiendas y supermercados en Australia. Este estudio reportó que los sistemas que trabajan con propano eran más eficientes ya que consumían en promedio 9% menos energía, lo que lo hace una opción interesante como refrigerante de bajo PCA (Elefsen, et al., 2003).

A pesar de todos los buenos resultados obtenidos en los análisis anteriores de los HCs, tal y como se ha dicho anteriormente estos conllevan riesgos relacionados con su inflamabilidad. Presentan un bajo límite de inflamabilidad, baja temperatura de autoignición, alta temperatura de combustión y alta velocidad de llama laminar, por lo cual se los considera altamente inflamables. Comparativamente hablando, los HCs llegan a ser mucho más inflamables que el amoníaco, que también posee esta característica (Palm, 2008). Por estos motivos, los sistemas que trabajan con estos refrigerantes deben ser diseñados como unidades de bajas cargas, además de ser diseños herméticos y con mínimo número de conexiones. Con el fin de reducir la carga de los sistemas se recomienda usarlos en sistemas indirectos de refrigeración.

El agua también ha sido usada en sistemas de refrigeración como fluido secundario para la industria y para sistemas de calor, ventilación y aire acondicionado (HVAC), en sistemas de compresión de vapor para enfriadoras de agua (enfriadoras), en circuitos secundarios en sistemas transcíticos de CO₂ en refrigeración comercial e industrial y en sistemas tipo cascada de HFC/CO₂ o NH₃/CO₂ (Kim & Kim, 2002).

A pesar de estas ventajas, los refrigerantes naturales presentan ciertos inconvenientes que juntamente con los altos costes iniciales hacen que se consideren las alternativas de tipo sintético para reemplazar al R404A.

2.7.2. Refrigerantes sintéticos

Son los refrigerantes que no se pueden encontrar en la naturaleza y que el hombre ha desarrollado mediante procesos industriales. Este tipo de refrigerantes pueden presentar ciertas características superiores a los refrigerantes naturales, pero no siempre son respetuosos con el medio ambiente.

Actualmente se están buscando nuevas alternativas de refrigerantes para aplicaciones comerciales, siendo las más importantes los HFCs de bajo PCA, los HFOs puros y las mezclas HFC/HFO.

2.7.2.1. HFC de bajo PCA

La cuarta generación de refrigerantes busca sustancias que tengan bajo impacto ambiental y alta eficiencia energética. Varias mezclas de refrigerantes HFCs poseen un alto PCA por lo que son consideradas como alternativas a medio plazo (Sarbu, 2014).

Este grupo de refrigerantes tienen menor PCA que los HFCs tradicionales, pero no lo suficiente como para cumplir el reglamento N° 517/2014 que establece los límites de PCA en 150. Por lo tanto, son refrigerantes de transición que a futuro deberán ser reemplazados para cumplir con las normativas (Cardoso, et al., 2017).

Los refrigerantes sintéticos HFCs de medio plazo o de transición pueden clasificarse según el valor de PCA. El primer grupo está compuesto por los refrigerantes con PCA entre 1500 y 2500 como son el R407A, el R407F y el R410A. Según la normativa europea podrán ser utilizados hasta el 1 de enero de 2020 en sistemas comerciales herméticos. El segundo grupo posee valores de PCA entre 500 y 1500, y en este grupo se encuentra el R407H que podrá ser usado hasta el 1 de enero de 2022 en sistemas comerciales herméticos, excepto en los circuitos refrigerantes primarios de los sistemas en cascada, en que pueden emplearse gases fluorados con un PCA inferior a 500. En la Tabla 2. 8 se detallan las principales características de varios de estos refrigerantes (Cardoso, et al., 2017).

Tabla 2. 8. Características técnicas de los refrigerantes HFC con bajo PCA

Denominación	Familia	Tipo	Desl. (K)	PAO	PCA	Clasificación de seguridad ASHRAE
R407A	Mezcla HFC	No azeotrópico	4,4	0	2107	A1
R407F	Mezcla HFC	No azeotrópico	4,4	0	1824	A1
R410A	Mezcla HFC	Casi azeotrópico	0,1	0	2088	A1
R407H	Mezcla HFC	No azeotrópico	6,8	0	1378	A1

Fuente: Arkena Inc. (2013); Honeywell (2010); DuPont (2011); Llopis, et al., (2017); Kujak & Schultz (2016).

Debido a su relativamente alto valor de PCA solo podrán ser usados por un tiempo, ya que las normativas europeas establecen que a futuro deben ser reemplazados.

En una investigación realizada por Mota-Babiloni et al., (2014b) se determinó que el R407A con ligeras modificaciones, posee capacidades frigoríficas similares al R404A y

además presentaba mejores rendimientos. Los valores de COP se incrementaron un 6% en media temperatura y 10% en baja temperatura comparados con el R404A en aplicaciones de refrigeración.

Estudios similares con R407F encontraron incrementos entre el 6 y 10% del COP y una mejora en la capacidad frigorífica entre el 9 y 8% para media y baja temperatura respectivamente comparado con el R404A (Bortolini, et al., 2015; Cardoso, et al., 2017).

En un informe técnico de la empresa Daikin Chemical Europe GmbH (2017) en el que se analiza el uso de R407H como alternativa a refrigerantes de alto PCA, se habla de un incremento en el COP entre el 16 y 15% y un ligero incremento en la capacidad frigorífica entre 1 a 4% para aplicaciones de media y baja temperatura, respectivamente. Por lo tanto, este refrigerante es considerado una buena alternativa para reemplazar al R404A en aplicaciones de media y en especial baja temperatura.

Con relación a otras alternativas de refrigerantes, se determinó que el R410A podría alcanzar un COP 16% más alto que el R404A en aplicaciones de media temperatura manteniendo una capacidad frigorífica similar. Debido a esto se consideró al R410A como un potencial reemplazo para el R404A para media temperatura (Bortolini, et al., 2015; Cascini, et al., 2015).

Es así como tanto el R410A como el R407H se presentan como alternativas de reemplazo del R404A. Con R410A se puede alcanzar una mejora que puede llegar al 16% de COP y manteniendo una similar capacidad frigorífica. El R407H es una alternativa no inflamable el cual presenta un ligero incremento en su capacidad frigorífica y una mejora en el COP (15%) comparado con el R404A (Cardoso, et al., 2017).

A pesar de los buenos resultados obtenidos en las investigaciones anteriores y debido a sus altos valores de PCA, son considerados refrigerantes de transición o de medio plazo los cuales deberán ser reemplazados en los próximos años.

2.7.2.2.HFO

Las olefinas son compuestos cuyas moléculas contienen al menos un doble enlace carbón carbón. En este grupo están incluidos las hidrofluorolefinas (HFOs), las cuales han sido en los últimos años objeto de estudio como posible reemplazo de refrigerantes de bajo PCA por estar sus valores por debajo de 10 (McLinden, et al., 2014).

Los HFOs son una nueva clase no saturada de refrigerantes HFCs. Presentan bajos valores de PCA por el menor tiempo de vida en la atmósfera comparados con los HFCs, y debido a esta característica son considerados más respetuosos con el medio ambiente.

Los HFOs tienen un proceso de manufactura más complicado que los HFCs y como consecuencia son más costosos de fabricar. Por ejemplo, la fabricación del R1234yf (HFO) tiene que seguir seis procesos comparado con el simple proceso del R134a. Sin embargo, en varios países los precios de los HFCs han sido casi equiparados a los HFOs a causa de los impuestos cobrados a los refrigerantes de alto PCA y que debido a la limitación en el consumo, los precios de los HFCs están multiplicándose en los últimos meses (McLinden, et al., 2014).

Los refrigerantes R1234ze(E) y R1234yf (ambos HFO puros) se consideran alternativas de bajo PCA para ser usados en instalaciones comerciales. Sus principales características técnicas se presentan en la Tabla 2. 9 (Rajendran, 2017).

Tabla 2. 9. Características técnicas de los refrigerantes HFO puros

Denominación ASHRAE	Familia	PAO	PCA	Clasificación de seguridad ASHRAE
R1234ze(E)	HFO puro	0	1	A2L
R1234yf	HFO puro	0	<1	A2L

Fuente: Rajendran, (2017)

Según el informe de la EPA U.S. Environmental Protection Agency (2017), ente que recoge las políticas ambientales y establece plazos y recomendaciones para el uso de los refrigerantes actuales y nuevos, se recomienda la aplicación de los refrigerantes R1234ze(E) y R1234yf en el campo de la refrigeración comercial (Tabla 2. 10).

Tabla 2. 10. Aplicaciones a la refrigeración comercial de los HFOs puros

Aplicación	R1234ze(E)	R1234yf
Sistemas autónomos capacidad < 650 W, sin evaporadores inundados (Media temperatura) (Nuevo)	FA	AP
Sistemas autónomos capacidad ≥ 650 W, sin evaporadores inundados (Media temperatura) (Nuevo)	FA	AP
Sistemas autónomos (Baja temperatura)	FA	AP
Equipos de procesamiento alimenticio y dispensadores (Nuevo)	FA	
Equipos para almacenamiento en frío	FA	
Máquinas de hielo (Nuevo)	FA	FA
Enfriadora (vitriñas refrigeradas) (Nuevo)	OK	

OK: aprobado; FA: futura alternativa; AP: aprobación pendiente

Fuente: Rajendran, et al. (2017)

El R1234ze(E) es un refrigerante HFO puro que podría ser utilizado a futuro en aplicaciones comerciales como nuevos sistemas autónomos de media temperatura con capacidad menor a 650 W y no equipados con evaporadores inundados, sistemas nuevos autónomos de media temperatura con capacidad mayor o igual a 650 W y equipados sin evaporadores inundados, sistemas autónomos nuevos de baja temperatura, equipos nuevos de procesamiento alimenticio, dispensadores y máquinas nuevas de hielo. Todas las aplicaciones anteriores están con estatus de futura aprobación a excepción de las vitrinas refrigeradas las cuales ya están aprobadas.

Por otro lado, está el R1234yf (refrigerante HFO puro) cuyas aplicaciones están todas a la espera de ser aprobadas. Se estudia la posibilidad de usarlo en sistemas nuevos autónomos de media temperatura con capacidad menor a 650 W y no equipados con evaporadores inundados, sistemas nuevos autónomos de media temperatura con capacidad mayor o igual a 650 W y no equipados con evaporadores inundados, sistemas autónomos nuevos de baja temperatura y máquinas nuevas de hielo (Rajendran, et al., 2017).

Sin embargo, estas aplicaciones están estudiándose actualmente debido en parte a que los refrigerantes HFOs puros poseen una ligera inflamabilidad.

2.7.2.3. Mezclas HFC/HFO

Los refrigerantes HFCs poseen altos valores de PCA y no son inflamables, mientras que los HFOs poseen bajos valores de PCA, pero son ligeramente inflamables. Ante esto se han empezado a desarrollar las mezclas HFC/HFO con la finalidad de reducir el PCA de los HFCs pero también contrarrestar la inflamabilidad de los HFOs. Las mezclas con HFOs han sido ampliamente estudiadas y podrían convertirse en la solución para la selección de refrigerantes en el futuro (Sarbu, 2014). En los últimos años se han realizado estudios para caracterizar el comportamiento de las mezclas HFC/HFO en sistemas de refrigeración para compararlos con los HFCs, incluyendo al R404A (Devecioglu & Oruç, 2015).

Mezclas HFC/HFO de PCA entre 150 y 1500

Este grupo de refrigerantes son las mezclas HFC/HFO con valor medio de PCA. Estos refrigerantes pueden ser usados como refrigerantes de transición, pero en varios años deberán ser reemplazados por los refrigerantes de bajo PCA.

La Tabla 2. 11 contiene las principales características de las mezclas HFC/HFO con valor de PCA medio, utilizadas en aplicaciones de refrigeración.

Tabla 2. 11. Características de mezclas HFC/HFO de PCA medio

Denominación Fabricante	Denominación ASHRAE	Familia	Desl. (K)	PAO	PCA	Clasificación de seguridad ASHRAE
ARM32a	R449B	HFC/HFO	4,4	0	1577	A1
DR33	R449A	HFC/HFO		0	1400	A1
N40	R448A	HFC/HFO	5,2	0	1273	A1
ARM30a		HFC/HFO		0	199	A2L
ARM31a		HFC/HFO		0	491	A2L
D2y65		HFC/HFO	6,0	0	239	A2L
DR7	R454A	HFC/HFO	5,1	0	250	A2L
L40		HFC/HFO	19,5	0	285	A2L

Fuente: Honeywell (2013); Rajendran, et al. (2017); Devecioglu & Oruç (2015); Kujak & Schultz (2016)

En la Tabla 2. 12 se aprecian las aplicaciones en refrigeración comercial de cada una de las mezclas HFC/HFO.

Tabla 2. 12. Aplicaciones de las mezclas HFC/HFO en refrigeración comercial

Aplicación	Tipo de equipo	R449B	R449A	R448A	R454A
Sistemas de supermercado	Nuevo	OK	OK	OK	FA (IS)
Sistemas de supermercado (adaptación)	Adaptación	OK	OK	OK	
Unidades de condensación remota	Nuevo	OK	OK	OK	FA
Unidades de condensación remota	Adaptación	OK	OK	OK	
Sistemas autónomos capacidad < 650 W, sin evaporadores inundados (Media temperatura)	Nuevo	FA	FA	AP	FA
Sistemas autónomos capacidad ≥ 650 W, sin evaporadores inundados (Media temperatura)	Nuevo	FA	FA	AP	FA
Sistemas autónomos (Baja temperatura)	Nuevo	OK	OK	OK	FA
Sistemas autónomos (Baja y media temperatura)	Adaptación	OK	OK	OK	
Equipos de procesamiento alimenticio y dispensadores	Nuevo	OK	OK	OK	FA
Equipos para almacenamiento en frío	Nuevo	FA	OK	AP	FA (IS)
Máquinas de hielo	Nuevo	OK	OK	OK	OK
Refrigeración de muy baja temperatura	Nuevo	FA	OK		FA
Enfriadora (vitrinas refrigeradas)	Nuevo		FA		FA

OK: aprobado; FA: futura alternativa; AP: aprobación pendiente, IS: sistemas indirectos

Fuente: Rajendran, et al. (2017)

El impacto ambiental (tasas anuales de emisiones totales a la atmósfera) de los refrigerantes de bajo PCA R448A (N40) y el L40 (los dos mezclas de HFOs) en diferentes diseños de sistemas de refrigeración por compresión puede ser reducido en comparación con el R404A (Beshr, et al., 2015). Un estudio teórico de seis alternativas de reemplazo para el R404A, incluidas varias mezclas HFC/HFO, concluyó que el R448A (N40) podía ser una buena alternativa en sistemas de cascada, aunque los valores permitidos de PCA eran medios. El L40 presentaba mayor capacidad de refrigeración y en algunas condiciones tenían buen rendimiento energético, sin embargo, debido a su ligera inflamabilidad, debería utilizarse en sistemas de refrigeración de cascada o aplicaciones con baja carga (Mota-Babiloni, et al., 2015a).

El R448A (refrigerante no inflamable con un PAO nulo y un PCA de 1390) ha presentado buenos resultados en el análisis experimental en sistemas de expansión directa usados en

supermercados en reemplazo del R404A. El R448A presentó un rendimiento volumétrico ligeramente menor, menor caudal másico, pero también un menor consumo energético lo que determina que su COP sea mayor. Este refrigerante se puede considerar como un buen reemplazo para el R404A para temperaturas medias (conservación de alimentos). Además, el R448A genera gran interés para temperaturas de condensación altas (Mota-Babiloni, et al., 2015b).

Otro estudio analizó el R448A en una unidad condensadora comercial y evaporadores para baja y media temperatura, un compresor alternativo, una válvula de expansión termostática y largas tuberías como las que se encuentran en un supermercado. La cámara en la cual se encontraba el evaporador simulaba las condiciones típicas de trabajo (247,15 K para condiciones de congelación y 275,15 K para condiciones de conservación) y la temperatura del condensador se fijó en 308,15 K. Bajo esas condiciones se determinó que para ambos casos, media y baja temperatura de evaporación, la eficiencia energética del R448A aumentó alrededor de un 6% con relación al R404A y que la capacidad frigorífica es similar. Además, la temperatura de descarga para este refrigerante estuvo por debajo del límite permitido y la presión de descarga presentó una disminución del 4% con relación a la del R404A (Yana-Motta, et al., 2014).

En un análisis del consumo energético del R448A en supermercados, controlando la temperatura y la humedad de una cámara de pruebas de un sistema centralizado equipado con compresores de desplazamiento positivo y un condensador enfriado por agua, se determinó que con este refrigerante el consumo energético medido durante 24 horas fue 3% menor en baja temperatura y de 3 a 8% menor en media temperatura comparado con el R404A (Rajendran, 2013).

Se ha comprobado además que la eficiencia energética del R448A es mayor que la del L40 y este último es mayor que la del R404A. La diferencia entre el R404A y sus alternativas incrementa a bajas temperaturas de evaporación. La capacidad frigorífica del R448A es ligeramente mayor que el R404A, pero la del L40 es menor (Yana-Motta, et al., 2012).

En una investigación de Abdelaziz, (2014) se evaluó al R448A en media y baja temperatura utilizando una instalación de supermercado (compresor comercial alternativo). La prueba consistía en dos cámaras separadas cada una con sus temperaturas y humedad controladas. Dentro de una de las cámaras se mantuvo una temperatura de bulbo seco de 297,15 K y 50% de humedad relativa, mientras que fuera de la cámara la temperatura variaba (289,15 K, 297,15 K, 308,15 K y 314,15 K). En la otra cámara, la

temperatura de evaporación se mantenía en 244,15 K para baja temperatura y 266,45 K para media temperatura. La prueba se realizó en un periodo de 24 horas. El estudio concluyó que el R448A presentaba un COP mayor para todas las condiciones ambientales comparado con el R404A (en promedio un 11,6%). Además, se reportó un ligero aumento en la capacidad frigorífica comparado con el R404A.

Se ha determinado además que el R448A presenta un incremento en el COP de 8% en media temperatura y 10% en baja temperatura con relación al R404A. Además, presenta una reducción de su capacidad frigorífica de 1% en media temperatura y 4% en baja temperatura (Cardoso, et al., 2017). Otro estudio que analiza varias configuraciones de un sistema de refrigeración por compresión concluyó que el R448A presentaba un incremento del COP de 24% para baja temperatura y 6% para media temperatura comparado con el R404A para un sistema de refrigeración de configuración básica (Mota-Babiloni, et al., 2014b).

Un estudio realizado en equipos Ice Maker determinó que el R448A presentaba ventajas con relación al R404A en aspectos como menor consumo energético, mayor capacidad de fabricación de hielo y un uso más eficiente de la energía (Olson, 2016; Urbieto, 2015).

Yana Motta et al. (2012) realizaron un estudio con un compresor calorímetro bajo la normativa AHRI standard 540 en el que se determinó que la capacidad frigorífica del R448A aumentó hasta un 4% y su eficiencia mejoró en 10% comparado con el R404A. Además, se concluyó que el impacto ambiental es aproximadamente 50% menor que utilizando el refrigerante R404A para sistemas directos de refrigeración.

En un estudio experimental en un banco de pruebas para refrigerantes, Mota-Babiloni et al. (2015b) determinaron que a pesar de que la capacidad frigorífica del R448A era menor que la del R404A su consumo energético también era menor (26% para baja temperatura y 13% para media temperatura). Debido a estos factores los COP se incrementan del 13 al 21% en 240 K y de 6 al 15% en 265 K en temperaturas de evaporación respectivamente comparado con el R404A. Sin embargo, la menor capacidad frigorífica implica mayores tiempos de trabajo del sistema en equipos como por ejemplo supermercados por lo que es recomendable realizar modificaciones.

El R449A es un refrigerante de composición muy similar al R448A (refrigerante no inflamable, no tóxico, con un PAO nulo y un PCA de 1289) y posee características muy similares al R404A (American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, 2015). Además, estaba considerado como un posible reemplazo del R404A de medio PCA.

El punto normal de ebullición del R449A es muy cercano al del R404A. La temperatura y presión crítica son altos y debido a este factor la potencia consumida de los sistemas baja. Su baja densidad de vapor influye en el caudal másico con un rendimiento volumétrico similar al R404A. Posee una alta viscosidad lo que puede implicar mayor consumo energético. El alto calor latente de vaporización del R449A puede ser compensado por el bajo caudal másico, lo que permitiría que la capacidad frigorífica sea similar a la del R404A.

Otra característica del R449A es que presenta un deslizamiento de 5,7 K a 0,1 MPa y de 4,2 K a 2 MPa, en cambio el R404A presenta un deslizamiento de 0,8 K a 0,1 MPa y 0,3 K a 2 MPa, y debido a esto no se puede considerar al R449A como una mezcla casi azeotrópica como es el caso del R404A. En este caso se debe adaptar el sistema para que trabaje con mezclas no azeotrópicas lo que puede conducir a una mejora en la eficiencia energética (Wang & Amrane, 2014).

En una investigación realizada por Makhnatch et al. (2017) con R449A en sistemas centralizados indirectos de media temperatura (264,15 K y 268,15 K) en supermercados, se determinó que el COP promedio con este refrigerante fue 3,6% menor que el R404A (los valores para ambos refrigerantes fueron entre 1,9 y 2,2). La capacidad frigorífica del R449A fue medida entre 65,3 y 90,3 kW y estuvo en promedio 12,8% por debajo de la del R404A. Esta reducción de capacidad frigorífica y COP es resultado del deslizamiento del R449A, lo cual tiene influencia en la densidad de aspiración, la tasa de compresión, el efecto refrigerante y en el trabajo del compresor. Al comparar R449A con R404A en un banco de pruebas, se determinó que la temperatura de descarga del compresor usando R449A a una temperatura de condensación media de 308,15 K fue aproximadamente 15 K mayor que con el R404A. La máxima temperatura de descarga del compresor fue aproximadamente de 364,45 K.

Al evaluar a R449A en una prueba de compresor calorímetro (Compressor calorimeter test) se encontró un incremento entre el 9 y 12% en su COP en media y baja temperatura respectivamente, y una reducción de alrededor de 3% en su capacidad frigorífica para ambos casos (Boscan & Sanchez, 2015).

Según Cardoso et al. (2017), el R449A ha sido comercializado como un refrigerante de reemplazo del R404A en sistemas de refrigeración en los cuales se deben realizar pocas modificaciones, aun así, es recomendable modificar varios aspectos del sistema para obtener mejores rendimientos.

El estudio de Mota-Babiloni et al. (2015a) determinó que el R449A presentaba entre 3 y 4% menos consumo energético que el R404A en baja temperatura, y entre 8 y 12% en

media temperatura, presentándose como una alternativa muy interesante para el R404A. En el mismo estudio se concluyó que el refrigerante ARM32a (R449B) presenta altas capacidades frigoríficas a altas temperaturas de condensación. Además, el sistema presenta mejores valores de COP para bajas temperaturas de evaporación que para media temperatura.

El estudio teórico sobre posibles reemplazos para el refrigerante R404A en ciclos de refrigeración, en donde la temperatura de evaporación variaba entre 241,15 y 280,15 K, la de condensación entre 311,15 y 327,15 K y mantenía un recalentamiento constante de 6 K a la salida del evaporador determinó que el ARM32a presentaba incrementos en las capacidades frigoríficas del R404A (entre 4 y 8%) y también presentaba un aumento en los valores de COP (entre el 3 y 11%) (Wang , et al., 2012).

Para Cardoso et al. (2017), debido a la mayor capacidad frigorífica e incremento del COP, el ARM32a es considerado como una alternativa adecuada para reemplazar al R404A en media y baja temperatura (Cardoso, et al., 2017).

Varias investigaciones han considerado el refrigerante L40, mostrando que presenta un incremento del 8 al 9% en el COP en comparación con el R404A. Además, su utilización también resulta en disminución en la capacidad frigorífica que va desde el 4 al 5% en media y baja temperatura (Mota-Babiloni, et al., 2015a; Rajendran & Nicholson, 2014). Este refrigerante se toma como una alternativa viable de reemplazo del R404A, siendo necesario algunas modificaciones para manejarlo por su ligera inflamabilidad (Wang , et al., 2012).

Según Cardoso et al. (2017), el R454A presenta en promedio un incremento del 9% del COP con relación al R404A en baja y media temperatura, una mejora en la capacidad frigorífica del 1% para media temperatura, y una reducción del 1% en baja temperatura.

Este refrigerante es considerado como una alternativa viable para reemplazar al R404A en media y baja temperatura, además puede ser una solución a medio plazo para otros refrigerantes con altos valores de PCA como son el R407A y el R407H (Chemours, 2016).

Con relación a los refrigerantes ARM30a y ARM31a, en un estudio de Cardoso et al. (2017) se determinó para ARM30a un incremento en el COP de 2 y 8% y una caída en la capacidad frigorífica de 5 y 7% para media y baja temperatura respectivamente. Además, se presenta como una alternativa viable para reemplazar al R404A en media y baja temperatura. Se encontró además que el ARM31a presentaba una mejora del 10%

en el COP y un decrecimiento del 8% en la capacidad frigorífica para aplicaciones de media y baja temperatura con relación al R404A. Este refrigerante es considerado una alternativa viable para reemplazo del R404A debido a sus favorables valores de COP comparables con los del R404A (Wang & Amrane, 2014).

En la investigación de Mota-Babiloni et al. (2015a), en el análisis teórico entre el R404A y varias alternativas que eran mezclas HFC/HFO, se determinó que todas las alternativas presentaban una disminución en su capacidad frigorífica a bajas temperaturas de condensación (debido a la relación de compresión). En altas temperaturas de condensación su capacidad frigorífica fue mayor (excepto para el ARM30a y el ARM31a). Las mezclas que presentaron grandes desviaciones del comportamiento del R404A son ARM32a el R448A y el L40. Además, las alternativas presentaron menor consumo energético, y como resultado de esto el COP fue mayor para las alternativas. Todas las opciones presentaron un mejor rendimiento a altas temperaturas de condensación y similar rendimiento a bajas temperaturas de condensación que el R404A. Con relación al COP, las alternativas presentan una mejora en aplicaciones de congelación (238,15 K) que las condiciones de refrigeración (268,15 K). Como conclusión de este estudio, las mejores opciones de reemplazo fueron el ARM30a, ARM31a, D2y65 y R454A.

El mismo estudio mostró una revisión de la literatura disponible de mezclas HFC/HFO como alternativa para el R404A. En esta revisión el L40 presentó también una mayor capacidad frigorífica en varias condiciones y un buen rendimiento energético. De acuerdo con limitaciones que tienen los refrigerantes por sus valores de PCA la mejor opción para refrigeración comercial parecerían ser los sistemas con CO₂ transcíticos o de baja etapa de cascada. Basado en el análisis teórico se determinó que el L40, N40 y el R454A son buenas alternativas de reemplazo para el R404A.

Una investigación realizada para evaluar refrigerantes de bajo PCA en sistemas de refrigeración y aires acondicionados sin aperturas con relación al R404A según el método ASHRAE 72, señaló que la capacidad frigorífica del R454A se incrementaba en un 7% y que el COP en un 8% (Rajendran, 2013a).

A pesar de todas las ventajas mencionadas anteriormente, sobre estos refrigerantes de PCA medio y para cumplir con el reglamento n° 517/2014 para el uso de gases fluorados de efecto invernadero de la Unión Europea, los refrigerantes a largo plazo deben presentar PCA menores a 150, por lo que los refrigerantes antes mencionados deberán ser reemplazados en el medio plazo por otros.

Mezclas HFC/HFO de bajo PCA <150

Esta familia de refrigerantes posee bajos valores de PCA y son considerados como alternativas de reemplazo de largo plazo.

Según el informe del año 2017, las mejores alternativas de refrigerantes sintéticos de bajo PCA que cumplen el reglamento n° 517/2014 y que se consideran una alternativa a largo plazo son el R454C, R455A, R457A y el ARM25 (Rajendran, et al., 2017). Las características técnicas de estos refrigerantes se pueden apreciar en la Tabla 2. 13.

Tabla 2. 13. Características técnicas de los refrigerantes HFC/HFO de bajo PCA

Denom. Fabricante	Denom. ASHRAE	Familia	Desl. (K)	PAO	PCA	Clasif. de seguridad ASHRAE
XL20	R454C	HFC/HFO	6,6	0	146	A2L
HDR110 (L40X)	R455A	HFC/HFO	9,5	0	146	A2L
ARM20a	R457A	HFC/HFO	5,5	0	139	A2L
ARM25		HFC/HFO	8,0	0	<150	A2L

Fuente: Bitzer Kühlmaschinebau GmbH, (2016); Rajendran, R (2017); Kujak & Schultz, (2016)

Las principales aplicaciones en refrigeración comercial se pueden ver en la Tabla 2. 14.

Tabla 2. 14. Aplicaciones en refrigeración comercial de refrigerantes HFC/HFO de bajo PCA

Aplicación	Tipo de equipo	R454C	R455A	R457A	ARM25
Sistemas de supermercado	Nuevo	FA (IS)		FA (IS)	FA (IS)
Sistemas de supermercado (adaptación)	Adaptación				
Unidades de condensación remota	Nuevo	FA		FA	FA
Unidades de condensación remota	Adaptación				
Sistemas autónomos capacidad < 650 W, sin evaporadores inundados (Media temperatura)	Nuevo	FA	P.OK	FA	FA
Sistemas autónomos capacidad ≥ 650 W, sin evaporadores inundados (Media temperatura)	Nuevo	FA	P.OK	FA	FA
Sistemas autónomos (Baja temperatura)	Nuevo	FA	P.OK	FA	FA
Sistemas autónomos (Baja y media temperatura)	Adaptación			FA	FA

Equipos de procesamiento alimenticio y dispensadores	Nuevo	FA	FA	FA
Equipos para almacenamiento en frío	Nuevo	FA (IS)		
Máquinas de hielo	Nuevo	OK	FA	FA
Refrigeración de muy baja temperatura	Nuevo	FA		
Enfriadora (vitriñas refrigeradas)	Nuevo	FA		FA

OK: aprobado; FA: futura alternativa; P.OK: Próximo a ser aprobado; IS: sistemas indirectos

Fuente: Rajendran et al. (2017)

Una posible alternativa para reemplazar al R404A es el R455A, también denominado HDR110, el cual es una mezcla HFC/HFO, con PAO = 0 y con PCA=148. Está clasificado como A2L por lo que es ligeramente inflamable y de toxicidad baja (ANSI/ASHRAE Standard 34; Honeywell., 2017a).

Yana-Motta et al. (2014) realizaron un estudio con el R455A en un equipo comercial para congelación con una capacidad aproximada de 560W equipado con un intercambiador de calor aspiración intermedio. Se efectuaron dos análisis. Uno cuando se examina el consumo energético solamente del compresor y el otro tomando en cuenta el consumo energético de todo el sistema en un periodo de 24 horas. En el primer análisis la temperatura de descarga del R455A fue aproximadamente 8% mayor que la del R404A, pero no sobrepasó el límite permitido (408,15 K). El R455A tuvo también una reducción del 6% de energía consumida solo en el compresor y del 3% con relación a todo el sistema, comparado con el R404A.

Un estudio de la empresa Embraco (2017) en un sistema de refrigeración por compresión concluyó que el R455A presenta aproximadamente la misma capacidad frigorífica pero mayor eficiencia que el sistema usando R404A. Además, la temperatura de descarga del R455A es mayor que la del R404A.

Sedliak (2015) realizó un estudio para comparar el R455A con el R404A en un test de compresor con calorímetro basado en sus puntos de rocío en el que se utilizó un compresor hermético alternativo de un pistón. Los resultados de este ensayo se pueden ver en la Tabla 2. 15.

Tabla 2. 15. Resumen de los ensayos del R455A en un test de compresor calorímetro

T _k (K)	Condición	T _o (K)	Q _o (%)	COP	T _{desc} (K)
	Temperatura de retorno al compresor=291,45 K	263,15	90	1,08	374,75 *
		253,15	87	1,05	377,25
		243,15	83	1,00	377,35

318,15	Recalentamiento=284,25 K	263,15	94	1,12	365,35 *
		253,15	92	1,11	366,85
		243,15	90	1,08	365,05
	Recalentamiento=295,35 K	263,15	91	1,09	372,15 *
		253,15	90	1,08	371,95
		243,15	89	1,06	370,05

* Para estos casos To fue de 261,15 K

Fuente: Sedliak. (2017)

Al analizar la Tabla 2. 15 se puede observar que para todas las condiciones ensayadas la capacidad frigorífica disminuye ligeramente, mientras que la tasa de variación del COP estuvo entre el 0 y 12% con relación al R404A. Por otro lado la máxima temperatura de descarga alcanzada fue de 377,35 K y la mínima fue de 365,05 K.

Según un informe de la compañía Climalife (2015), en el que se realiza un análisis comparativo entre el R455A y el R404A aplicado en sistemas de refrigeración autónomos, se determinó que la capacidad frigorífica del R455A en promedio era 4% menor a la del R404A, mientras que la eficiencia era entre 3 y 6% mayor. La temperatura de descarga para ambos refrigerantes fue aproximadamente la misma para bajas temperaturas.

San-Roman (2016) realizó un análisis del R455A en sistema de refrigeración por compresión para unidades de condensación autónomas, enfriadoras y otras aplicaciones. El estudio determinó que la capacidad frigorífica del R455A en promedio fue menor un 4% que la del R404A, además, la eficiencia del sistema con R455A incrementaba de 3 a 6% en baja temperatura y por encima del 10% en media temperatura. Las temperaturas de descarga para ambos refrigerantes fueron similares.

Un estudio realizado por la Compañía General Gas (2015) evaluó un congelador autónomo colocado en una cámara a 298,15 K equipado con un compresor de potencia 552 W con el refrigerante R455A. El gabinete del sistema presentaba simuladores de prueba agua/glicol y comida congelada. Este estudio concluyó que la capacidad frigorífica del R455A es 5% menor que la del R404A. Además, la eficiencia se incrementó en un 6% con relación al R404A. La temperatura de descarga se encontró dentro de los límites operativos del compresor (381,15 K).

Otra posible alternativa de PCA inferior a 150 es el R454C. Minor et al. (2016) realizaron un estudio experimental del R454C en congeladores autónomos diseñados para usar R404A con un volumen interior de 1,5 m³, equipado con puerta doble, un compresor alternativo y controlado con válvula de expansión termostática (TXV). Las temperaturas

ambientales a las cuales se realizó el ensayo fueron 294,15 K y 305,15 K, la temperatura promedio interior del compartimento del congelador autónomo fue 256,15 K y el recalentamiento varió entre 3 y 4 K. El R454C presentó un consumo de energía entre 1 y 3% más que el R404A. Se determinó también que la eficiencia del sistema mejora a mayores temperaturas ambientales y que la temperatura de descarga es ligeramente mayor que la del R404A pero no supera la temperatura límite. Por todas estas observaciones se concluyó que el R454C es potencial reemplazo para el R404A debido a sus características termodinámicas además de su bajo PCA.

Al probar el refrigerante R454C en un sistema de refrigeración por compresión en media y baja temperatura, se obtuvo una capacidad frigorífica menor pero una eficiencia energética mayor que la del sistema utilizando R404A, además que la temperatura de descarga del R454C es aproximadamente la misma que la del R404A (Embraco, 2017).

Bolaji et al. (2017). compararon varias alternativas de refrigerantes con el R22 en sistemas de refrigeración por compresión de vapor, siendo una de esas alternativas el R457A (ARM 20a). Este refrigerante presentó una relación de compresión aproximadamente 5% menor que la referencia en un rango de temperaturas entre 243,15 K y 283,15 K. El efecto refrigerante del R457A fue similar al de la referencia, la temperatura de descarga de la alternativa fue 28,5% menor que la del R22, y el COP fue ligeramente más alto (3%) que la del R22. Además confirmó un consumo de energía del compresor de un 2,3% menor-. Como conclusión, se determinó que el refrigerante R457A es una alternativa viable de reemplazo para el R22.

Collins (2016) realizó un estudio de varios refrigerantes como alternativa para el R507A para uso de sistemas en supermercados, uno de ellos el R457A. Este refrigerante fue probado bajo dos condiciones: para temperatura de retorno de gas fijo (temperatura baja 272,05 K y temperatura media 283,15 K) y para un recalentamiento fijo (11 K). En el primer caso, para temperaturas bajas de evaporación la eficiencia del R457A fue entre -6 y 12% y para temperaturas medias de evaporación la eficiencia fue mayor (entre 9 y 13%) en comparación con el de referencia. En el segundo caso, para todas las condiciones ensayadas, la capacidad frigorífica es siempre mayor (entre 3 y 17%).

Un estudio comparativo entre el ARM25 con el R404A, de acuerdo con el método de la normativa NF EN 13771-1: 2003 y mediante pruebas en condición de punto de rocío frente al R404A, determinó que el COP de ARM25 está $\pm 15\%$ del de R404A, y además la temperatura de descarga es ligeramente mayor que la del R404A (Péroutte & Renevier, 2016).

Según la revisión bibliográfica realizada en el presente trabajo, los refrigerantes más viables a largo plazo y que mejores resultados han mostrado para reemplazar al R404A son las mezclas sintéticas HFC/HFO de PCA menor a 150, que a pesar de ser ligeramente inflamables, resultan en aceptables rendimientos energéticos y condiciones de operación en el rango. Dentro de este tipo de refrigerantes, los que se perfilan a ser los mejores reemplazos son las mezclas recientemente desarrolladas nombradas como R454C, R455A, 457A y ARM25.

2.8. Conclusiones

En este capítulo se presenta un breve análisis de la situación actual de los refrigerantes utilizados en el sector de la refrigeración comercial, teniendo en cuenta tanto los más extendidos hoy en día como las opciones futuras de bajo PCA.

Primero se ha visto como en los últimos años el refrigerante R404A se ha convertido en el más común en el sector de la refrigeración comercial. Por lo tanto, en este estudio ha sido tomado como referencia de refrigerante a sustituir por su alto valor de PCA,

Las alternativas de reemplazo más importantes en refrigeración comercial son: los refrigerantes naturales, las mezclas de refrigerantes sintéticos HFCs y las mezclas de refrigerantes sintéticos HFC/HFO. El primer grupo presenta grandes problemas para reemplazar directamente el R404A, y el segundo gran grupo tiene aún un alto valor de PCA que puede causar problemas medioambientales.

Por lo tanto, de lo visto en la revisión bibliográfica, las mejores alternativas de sustitución directa o con modificaciones menores a largo plazo con bajo PCA (<150) para aplicaciones en refrigeración comercial son las mezclas HFC/HFO de designación R454C, R455A, R457A y ARM25.

Capítulo 3

Estudio teórico

3.1. Consideraciones

En el capítulo anterior se llevó a cabo una revisión de las alternativas de bajo PCA para reemplazar al refrigerante R404A en aplicaciones de refrigeración comercial (unidades de condensación, sistemas autónomos y sistemas centralizados). Al analizar sus propiedades termodinámicas, rendimientos, así como límites de PCA para el uso de gases fluorados establecidos por el Reglamento de la Unión Europea n° 517/2014, se determinó que las mejores alternativas están dadas por las mezclas de HFC/HFO con bajo PCA.

El objetivo de este capítulo es la comparación teórica de las nuevas alternativas (HFC/HFO de bajo PCA) tomando como referencia al R404A. El sistema de refrigeración por compresión de vapor en el que se realiza este análisis es de etapa simple, con válvula de expansión termostática (TXV) y con la posibilidad de incorporar intercambiador intermedio. Los refrigerantes son comparados mediante una simulación de las condiciones típicas para un sistema de refrigeración comercial y las propiedades termodinámicas de los refrigerantes analizados se obtuvieron mediante el software REFPROP v.9.1.

El objetivo del análisis teórico es obtener una perspectiva de cómo se espera que sean los resultados de la fase experimental de manera que, si existe un error en las mediciones, estos sean detectados y corregidos. Así mismo, pueden constituirse una base de extrapolación, una vez analizada su validez con datos experimentales.

3.2. Ciclo de refrigeración

Existen varias configuraciones de los ciclos de refrigeración, siendo el más utilizado el ciclo básico de expansión directa. La mayor parte de sistemas de refrigeración por compresión de vapor trabajan con el ciclo de expansión directa, en el cual se tiene cuatro elementos básicos: evaporador, compresor, condensador y válvula de expansión. La

Imagen 3.1 presenta un diagrama de un sistema de refrigeración por compresión de vapor de ciclo de expansión directa y su curva presión vs entalpía.

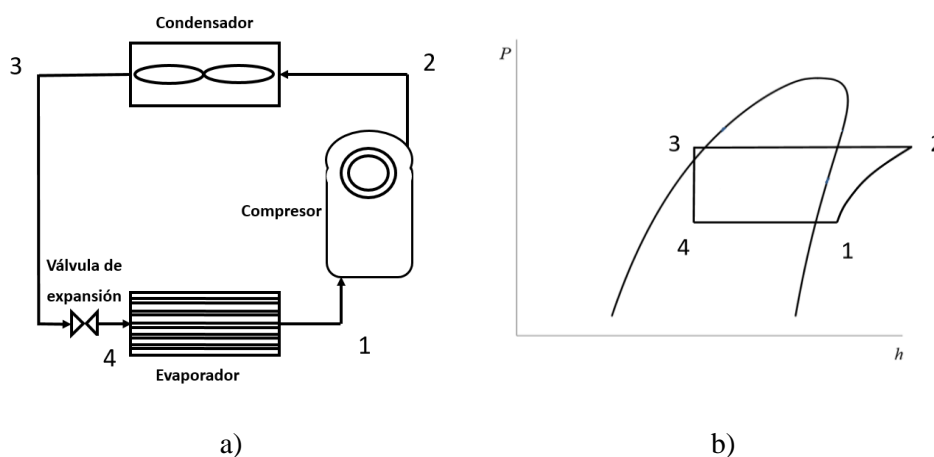
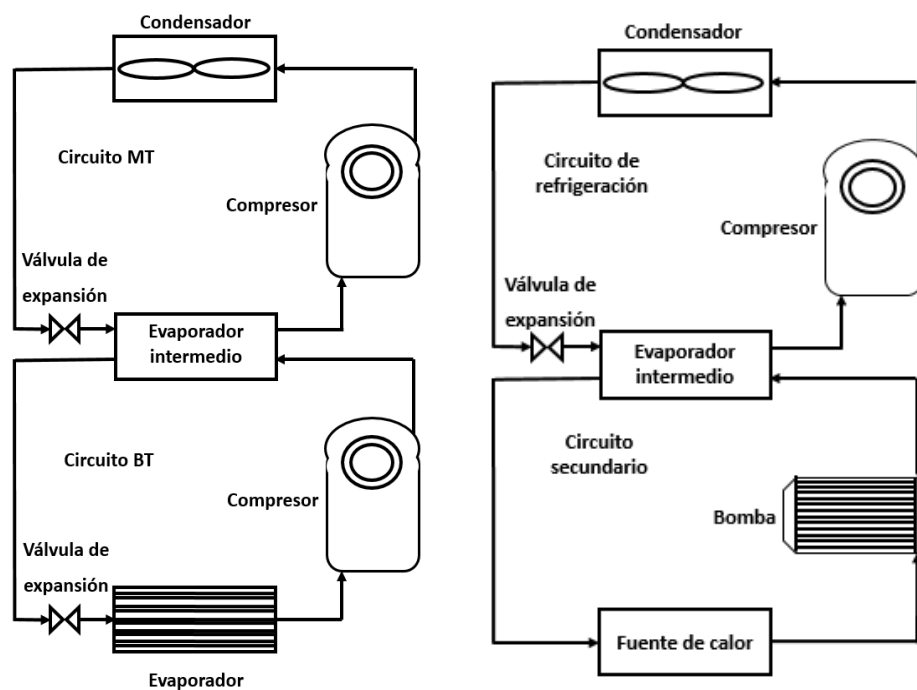


Imagen 3.1. Sistema de refrigeración por compresión de vapor de ciclo de expansión directa a) Esquema, y b) curva P - h

El ciclo básico de expansión directa puede tener varias configuraciones dependiendo de las necesidades que requiere el sistema. Es así como se puede reducir la carga de refrigerante del sistema, si el refrigerante es inflamable, o se puede controlar los espacios por donde circula un refrigerante, en caso de un fluido tóxico. Para este tipo de configuración se puede utilizar ciclos en cascada (según el Reglamento nº 517/2014 se puede usar estos sistemas con refrigerantes con PCA de hasta 1500 en Europa en refrigeración con compresores en paralelo) o con circuito secundario.

La Imagen 3.2 presenta los esquemas de las configuraciones de sistemas de refrigeración por compresión de vapor en ciclo básico para ciclos en cascada y para ciclo secundario.



a)

b)

Imagen 3.2. Configuraciones del sistema de refrigeración por compresión de vapor en ciclo básico, a) en cascada, b) circuito secundario

Los sistemas en cascada y con fluido secundario son una variación del ciclo básico de expansión directa, por lo que el análisis de este ciclo también puede ser aplicado a partes de estos.

3.3. Refrigerantes de estudio

Como se determinó en el capítulo 2, las mejores alternativas a largo plazo de bajo PCA (<150) para aplicaciones en refrigeración comercial son las mezclas HFC/HFO de designación R454C, R455A, R457A y ARM25. Sin embargo, para este estudio teórico inicial no han sido tomados en cuenta el R457A ni el ARM25 debido a que aún se

encuentran en fase de prueba por sus fabricantes. Debido a todos estos factores, los refrigerantes que se incluirán en el presente capítulo son: el R454C y el R455A.

En la Tabla 3. 1 se observan las principales características de los refrigerantes de estudio.

Tabla 3. 1. Principales características de los refrigerantes de estudio

Refrigerante	R404A	R454C	R455A
Composición	R125: 44% R143a: 52% R134a: 4%	R32: 21.5% R1234yf: 78.5%	R744: 3.0% R32: 21.5% R1234yf: 75.5%
Fabricantes	Varios	Chemours	Honeywell
Clasificación de seguridad	A1	A2L	A2L
Temperatura Crítica (°C)	72,04	88,47	87,53
Presión Crítica (MPa)	3728,8	4553,4	4821,8
Punto Normal de Ebullición (°C)	-46,22	-45,56	-52,02
Desl. (K) ^a	0,75	7,80	12,85
Peso molecular (g/mol)	97,6	87,5	90,8
Calor latente de vaporización (kJ/kg) ^a	201,1	227,5	239,6
Densidad en líquido (kg/m³) ^b	1150,0	1136,3	1128,8
Densidad de vapor (kg/m³) ^b	30,32	20,43	20,98
c_p líquido (kJ/kg) ^b	1,388	1,410	1,433
c_p vapor (kJ/kg) ^b	1,001	0,975	0,975
Viscosidad en líquido (μPa s) ^b	179,3	174,4	170,6
Viscosidad en vapor (μPa s) ^b	11,01	10,92	11,07
PAO	0	0	0
PCA	3922	148	148

^a a 100 kPa

^b a 0 °C

Fuente: American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers (2015)

La Imagen 3.3 presenta el comportamiento de las líneas de líquido y vapor saturado de los refrigerantes considerados en esta investigación.

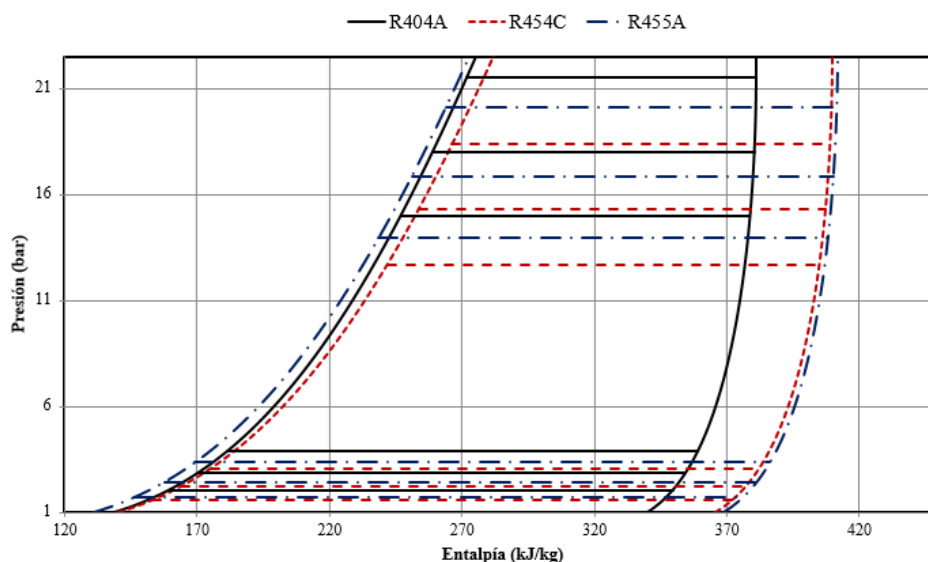


Imagen 3.3. Comportamiento de las líneas de saturación de líquido y de vapor de los refrigerantes R404A, R454C y R455A

Se aprecia en la Imagen 3.3 que la mayor amplitud entre las líneas de saturación de líquido y de vapor la presenta el R455A, después el R454C y la más pequeña es la del R404A; esto determina que para un similar rango de temperaturas de trabajo y condiciones de subenfriamiento y recalentamiento, los saltos entálpicos en el evaporador utilizando el R455A pudieran ser los mayores de todos los refrigerantes analizados, posteriormente se encuentra el R454C, y en último lugar el R404A.

3.4. Condiciones y simplificaciones del sistema estudiado

La simulación previa del sistema contribuye a dar una idea de la validez de los ensayos experimentales para ser considerados en el posterior análisis. Para realizar la simulación se deben tomar en cuenta factores como las temperaturas a las que en general se trabaja en refrigeración comercial y las temperaturas ambientales en la que típicamente funcionan los sistemas.

Debido al bajo NBP (*Normal Boiling Point*, Punto de Ebullición Normal, calculado a 1 atm de presión) del R404A (226,58 K) (Climalife, 2016), este refrigerante puede ser usado en presiones superiores a la atmosférica (101,3 kPa). En otras palabras, puede ser

usado para temperaturas medias (conservación de alimentos) y bajas temperaturas (congelación). Por lo tanto, las temperaturas de evaporación simuladas estarán en el rango de -13° y -30°C (260,15 y 243,15 K).

Las temperaturas de condensación se toman considerando condiciones de invierno y verano para países con condiciones ambientales cálidas, en este caso 32 y 47°C (305,15 y 320,15 K).

Además de analizar el comportamiento del sistema a diferentes temperaturas de evaporación y condensación se estudia el comportamiento del sistema en mínimo y máximo régimen de giro del motor del compresor (35 Hz y 50 Hz respectivamente) y también se observó el comportamiento del sistema con y sin intercambiador intermedio (II) accionado.

3.5. Simulación de condiciones y ecuaciones

El presente apartado describe las condiciones de operación utilizadas en la simulación del sistema tanto para el refrigerante de referencia (R404A) como para las nuevas alternativas de bajo PCA, y además se describe brevemente las ecuaciones usadas para este análisis.

3.5.1. Temperatura de condensación y evaporación

Para calcular las condiciones operativas de las mezclas zeotrópicas se toma en cuenta el efecto deslizamiento. Para esto se deben realizar las correcciones de las temperaturas de condensación y evaporación sugerida en recientes estudios de refrigerantes de bajo potencial de calentamiento atmosférico. Se estima la temperatura media de evaporación como $2/3$ de la temperatura de burbuja a la presión de evaporación, y la temperatura media de condensación como el promedio de la temperatura de condensación, es decir, con título 0,5 a la presión de condensación (Makhnatch, et al., 2017).

La corrección de las temperaturas de evaporación y condensación se deben realizar mediante las Ecuaciones 3. 1 y 3. 2.

$$T_o = \frac{1}{3}T_{x=0} + \frac{2}{3}T_{x=1} \quad \text{Ecuación 3. 1}$$

$$T_k = \frac{1}{2}T_{x=0} + \frac{1}{2}T_{x=1} \quad \text{Ecuación 3. 2}$$

También se debe tomar en cuenta que las presiones de saturación de las nuevas alternativas y del refrigerante de referencia deben ser similares para facilitar la sustitución en los sistemas de refrigeración.

La Imagen 3.4 muestra el comportamiento de la presión de evaporación con relación a la temperatura de evaporación.

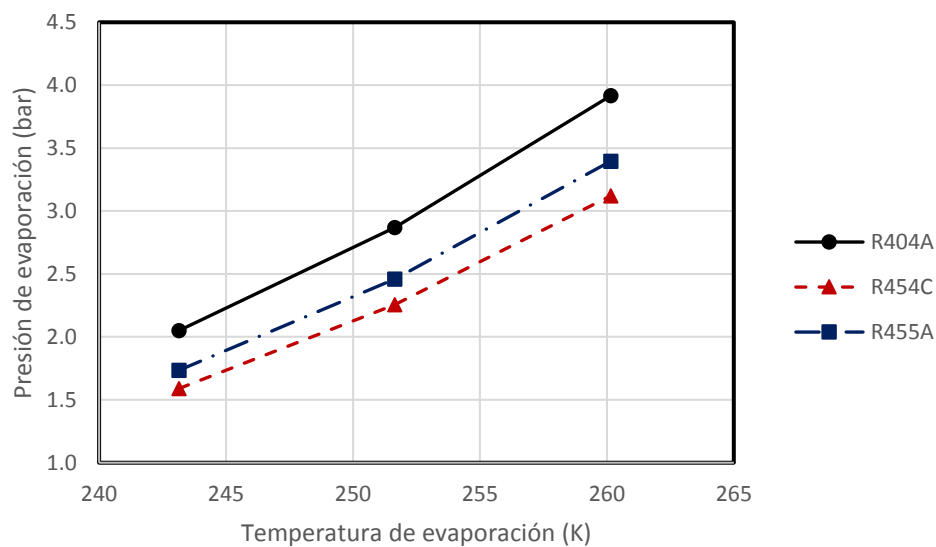


Imagen 3.4. Presión y temperatura de evaporación por refrigerantes

En la Imagen 3.4 se aprecia que las presiones de evaporación que más se acercan a las del R404A son las del R455A y posteriormente las del R454C.

En la Imagen 3.5 se puede observar la presión de condensación con relación a las temperaturas de evaporación.

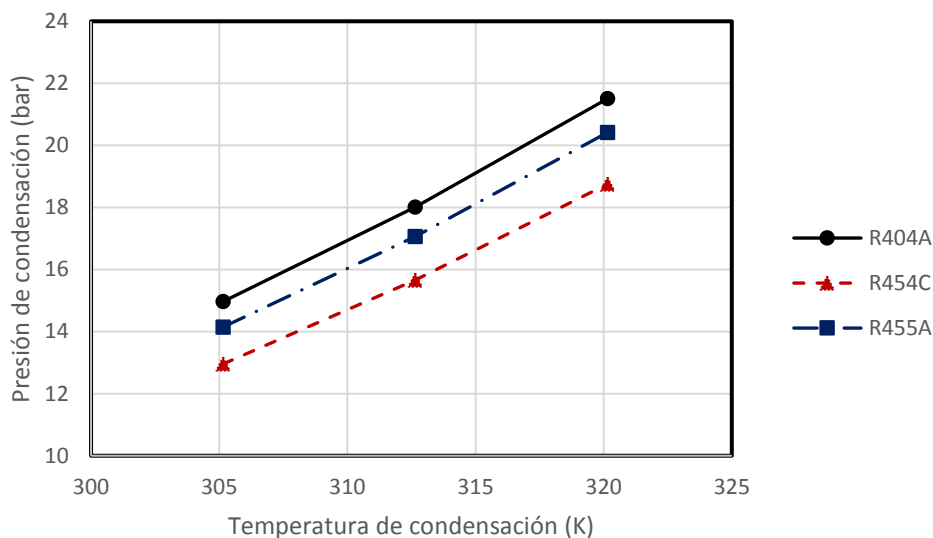


Imagen 3.5. Presión y temperatura de condensación por refrigerante

En la Imagen 3.5 se aprecia de igual manera que en el caso anterior que las presiones de condensación más cercanas a las del R404A son las que pertenecen al R455A, y posteriormente están las del R454C.

De las Imágenes 3.4 y 3.5 se puede concluir que las diferencias son mayores al comparar las presiones de condensación que las de evaporación y que el R404A necesita de mayor presión para alcanzar las mismas temperaturas operativas.

3.5.2. Tasa de compresión

La tasa de compresión es la relación entre la presión de descarga y la de aspiración en el sistema. Esta relación es sumamente importante debido a que afecta directamente al rendimiento y consumo del compresor. En general, a partir de cierta tasa de compresión, disminuye el rendimiento energético.

La tasa de compresión puede ser calculada con la Ecuación 3. 3.

$$TC = \frac{P_{des}}{P_{asp}} \quad \text{Ecuación 3. 3}$$

Donde:

P_{des} = Presión de descarga

P_{asp} = Presión de aspiración

La Tabla 3. 2 presenta los valores de las tasas de compresión del R404A y sus alternativas para las diferentes condiciones operativas.

Tabla 3. 2. Tasas de compresión de los refrigerantes analizados para las distintas temperaturas de evaporación y condensación

TC				
T_k (K)	T_o (K)	R404A	R454C	R455A
305,15	243,15	7,299	8,151	8,154
	251,65	5,217	5,743	5,754
	260,15	3,822	4,152	4,166
312,65	243,15	8,784	9,848	9,837
	251,65	6,279	6,938	6,941
	260,15	4,6	5,016	5,026
320,15	243,15	10,488	11,797	11,768
	251,65	7,497	8,311	8,304
	260,15	5,492	6,009	6,012

Las diferencias entre las tasas de compresión del R404A con sus dos alternativas el R454C y el R455A son muy similares. Por lo tanto, este parámetro afectará de forma similar a las dos alternativas de estudio.

3.5.3. Suposiciones del análisis teórico

Con el objetivo de obtener una simulación que se acerque al comportamiento experimental del sistema, se deben tener en cuenta varias suposiciones que faciliten el cálculo de los parámetros a estudiar. Las suposiciones para este estudio han sido tomadas de investigaciones anteriores sobre refrigerantes de bajo PCA, estas suposiciones son:

- El rendimiento isentrópico del compresor se toma en 80%
- Para el caso de los ensayos con II, se toma como rendimiento de este dispositivo el 25% (Mota-Babiloni, et al., 2014a).
- Las caídas de presiones en las líneas de tubería y en los intercambiadores de calor se consideran despreciables.
- No hay transferencia de calor hacia los alrededores (líneas de tuberías y elementos del sistema se suponen que están perfectamente aislados).

- El paso del refrigerante por la válvula de expansión se considera como un proceso isoentálpico.
- El grado de recalentamiento (GR) y de subenfriamiento para el refrigerante R404A se asume en 7 y 2 K respectivamente (Makhnatch, et al., 2017). Pero para las mezclas zeotrópicas se debe aplicar una corrección mediante la Ecuación 3. 4 (Mota-Babiloni, et al., 2014b).

$$GR_{alternativa} = \left(GR - \frac{1}{3} \text{Deslizamiento} \right)_{Referencia} \quad \text{Ecuación 3. 4}$$

Donde:

GR = Grado de recalentamiento

En el caso de esta investigación la referencia es el R404A.

Los estados termodinámicos del refrigerante de referencia y de las alternativas son calculados mediante el programa REFPROP v.9.1 (Lemmon, et al., 2013) el cual incluye todos los refrigerantes tratados en este estudio.

3.5.4. *Parámetros energéticos*

Los parámetros energéticos que serán analizados en este estudio son la capacidad frigorífica (\dot{Q}_o), la potencia del compresor P_c , y el coeficiente de rendimiento del sistema (COP) por sus siglas en inglés “*Coefficient of Performance*”.

La capacidad frigorífica (\dot{Q}_o), expresada en kW, se puede considerar como la magnitud del calor removido del espacio refrigerado. Este parámetro se mide cuando el refrigerante cambia de fase líquida a vapor en el evaporador. Para el cálculo de este parámetro se utiliza la Ecuación 3. 5.

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_{ref}(h_{os} - h_{oe}) \quad \text{Ecuación 3. 5}$$

Donde:

\dot{m}_{ref} = Caudal másico de refrigerante (kg/s)

h_{os} = Entalpía de salida del evaporador (kJ/kg)

h_{oe} = Entalpía de entrada del evaporador (kJ/kg)

La potencia de compresión, expresada en kW, es el trabajo aplicado por el compresor con la finalidad de comprimir el refrigerante, incrementando su presión y de esta manera también su temperatura. Así se forma una zona de alta presión y otra de baja para absorber calor de un lugar y disiparlo en otro. La potencia de compresión se calcula con la Ecuación 3. 6.

$$P_c = \dot{m}_{ref}(h_{cs} - h_{ce}) \quad \text{Ecuación 3. 6}$$

Donde:

h_{cs} = Entalpía de salida del compresor (kJ/kg)

h_{ce} = Entalpía de entrada del compresor (kJ/kg)

El COP se define como la relación entre el calor removido del espacio refrigerado y la potencia entregada por el compresor al refrigerante. Este parámetro es un indicador del rendimiento del sistema de refrigeración, ya que representa el calor que el sistema puede remover de un espacio determinado por cada unidad de trabajo que entrega el compresor. Para el cálculo de este parámetro se utiliza la Ecuación 3. 7.

$$COP = \frac{\dot{Q}_o}{P_c} \quad \text{Ecuación 3. 7}$$

El COP es una medida de la eficiencia del sistema de refrigeración y es por lo tanto la relación entre la capacidad frigorífica y la potencia del compresor.

3.5.5. Caudal másico

Para calcular el caudal másico de forma teórica se toma el caudal volumétrico de 0,000681 m³/s a la entrada del compresor o aspiración del sistema (este valor se obtuvo de la Ecuación 3.9) por la densidad del refrigerante en el lado de aspiración y por el rendimiento volumétrico (Mota-Babiloni, et al., 2015a). Para este cálculo se utiliza la Ecuación 3. 8.

$$\dot{m}_{ref} = \eta_{vol}(\dot{V}_{ref} \rho)_{asp} \quad \text{Ecuación 3. 8}$$

Donde:

\dot{V}_{ref} = caudal volumétrico de refrigerante (m^3/s)

ρ = densidad del refrigerante a la aspiración del compresor (kg/m^3)

η_{vol} = rendimiento volumétrico (-)

El caudal volumétrico se puede encontrar por medio de la Ecuación 3. 9.

$$\dot{V}_{ref} = V_g * \frac{N}{60} \quad \text{Ecuación 3. 9}$$

Donde

V_g = volumen geométrico del compresor (m^3)

N = revoluciones por minuto (rpm) del compresor

El rendimiento volumétrico puede ser calculado considerando que el sistema tiene una compresión isentrópica. Donde el espacio muerto E es tomado como 5% del volumen del cilindro del pistón y el valor γ (Relación de capacidad frigorífica) está dada por la división de la capacidad calorífica isobárica e isocórica.

El rendimiento volumétrico puede ser analizado con la Ecuación 3. 10.

$$\eta_{vol} = 1 + E - E * TC^{1/\gamma} \quad \text{Ecuación 3. 10}$$

Donde

E = espacio muerto del compresor (-)

TC = tasa de compresión (-)

γ = relación entre calor específico isobárico y calor específico isocórico (-)

El valor TC se obtiene de la Ecuación 3. 3.

En la Tabla 3. 3 se aprecian los valores calculados con la Ecuación 3. 10 de los rendimientos volumétricos como un proceso isentrópico de los refrigerantes a distintas temperaturas de evaporación y condensación.

Tabla 3. 3. Cálculo de los rendimientos volumétricos como proceso isentrópico de los refrigerantes

	R404A	R454C	R455A
	η_{vol}	η_{vol}	η_{vol}
To= 260,15 K Tk= 320,15 K	0,860	0,837	0,838
To= 251,65 K Tk= 312,65 K	0,831	0,803	0,805
To= 243,15 K Tk= 305,15 K	0,784	0,761	0,763

Se puede ver que los rendimientos volumétricos más altos corresponden al refrigerante R404A, y las alternativas de refrigerantes poseen rendimientos similares entre ellas. Esto se debe a que el R404A tiene menores tasas de compresión que las alternativas y los rendimientos volumétricos decrecen cuando las tasas de compresión son mayores.

Para analizar los parámetros (\dot{m}_{ref} , \dot{Q}_o y COP) de forma comparativa de las alternativas con el refrigerante de referencia, se debe calcular la desviación que presenta la alternativa con relación al refrigerante de referencia, las ecuaciones usadas en estos casos son: la Ecuación 3. 11, Ecuación 3. 12 y Ecuación 3. 13 (Mota-Babiloni, et al., 2014a).

$$\% \dot{m}_{ref, alternativa/referencia} = \left(\frac{\dot{m}_{ref, alternativa} - \dot{m}_{ref, referencia}}{\dot{m}_{ref, referencia}} \right) * 100 \quad \text{Ecuación 3. 11}$$

$$\% \dot{Q}_{o, alternativa/referencia} = \left(\frac{\dot{Q}_{o, alternativa} - \dot{Q}_{o, referencia}}{\dot{Q}_{o, referencia}} \right) * 100 \quad \text{Ecuación 3. 12}$$

$$\% COP_{alternativa/referencia} = \left(\frac{COP_{alternativa} - COP_{referencia}}{COP_{referencia}} \right) * 100 \quad \text{Ecuación 3. 13}$$

Cuando se trabaja con II y se quiere evaluar los parámetros energéticos tomando como referencia el sistema básico. Entonces se deben usar: la Ecuación 3. 14, la Ecuación 3. 15, y la Ecuación 3. 16.

$$\% \dot{m}_{ref,II/S} = \left(\frac{\dot{m}_{ref,II} - \dot{m}_{ref,S}}{\dot{m}_{ref,S}} \right) * 100 \quad \text{Ecuación 3. 14}$$

$$\% \dot{Q}_{o,II/S} = \left(\frac{\dot{Q}_{o,II} - \dot{Q}_{o,S}}{\dot{Q}_{o,S}} \right) * 100 \quad \text{Ecuación 3. 15}$$

$$\% COP_{II/S} = \left(\frac{COP_{II} - COP_S}{COP_S} \right) * 100 \quad \text{Ecuación 3. 16}$$

Donde:

$\dot{m}_{ref,II}$ = caudal másico de refrigerante del sistema con II (kg/s)

$\dot{m}_{ref,S}$ = caudal másico de refrigerante del sistema sin II (kg/s)

$\dot{Q}_{o,II}$ = capacidad frigorífica del sistema con II (kW)

$\dot{Q}_{o,S}$ = capacidad frigorífica del sistema sin II (kW)

COP_{II} = COP del sistema con II (-)

COP_S = COP del sistema sin II (-)

3.6. Análisis teórico y comparativo entre el R404A y sus alternativas

A continuación, se presenta un análisis de las alternativas de refrigerantes de bajo PCA comparándolas con el refrigerante de referencia (R404A) y en el caso del II entre los parámetros del ciclo con II y del ciclo sin II.

3.6.1. Caudal másico

El caudal másico teórico de las alternativas comparadas al R404A con un régimen de giro del motor del compresor de 50 Hz y sin II se presenta en la Imagen 3.6.

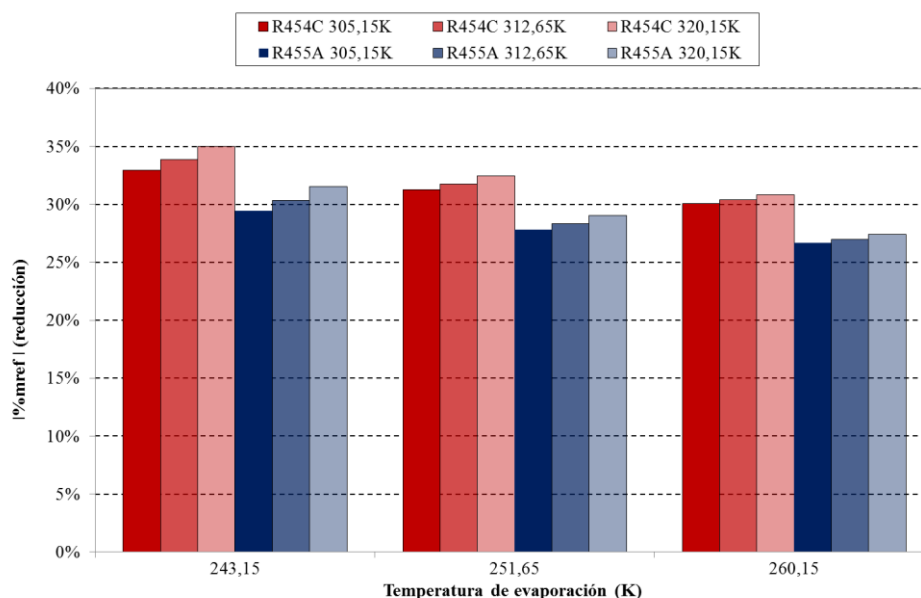


Imagen 3.6. Variación de caudales máscicos de las alternativas a 50 Hz y sin II comparados con el R404A

De la Imagen 3.6 se concluye que las dos alternativas presentan una disminución de caudal máscico para todas las condiciones analizadas con relación al R404A. También que las reducciones del caudal máscico teórico de las alternativas con respecto al R404A son mayores mientras mayor es la tasa de compresión. Es así que para el R454C la reducción del caudal máscico está entre el 30% y el 35% comparado con el R404A, y para el R455A, la reducción está entre el 26% y el 31% con relación al R404A. En todos los casos, para las mismas condiciones operativas, la reducción del caudal máscico con relación al R404A del R454C es ligeramente mayor a la del R455A.

La Imagen 3.7 presenta el gráfico densidad de aspiración respecto a la evolución de la temperatura de evaporación para el sistema a régimen de giro de 50 Hz y sin II.

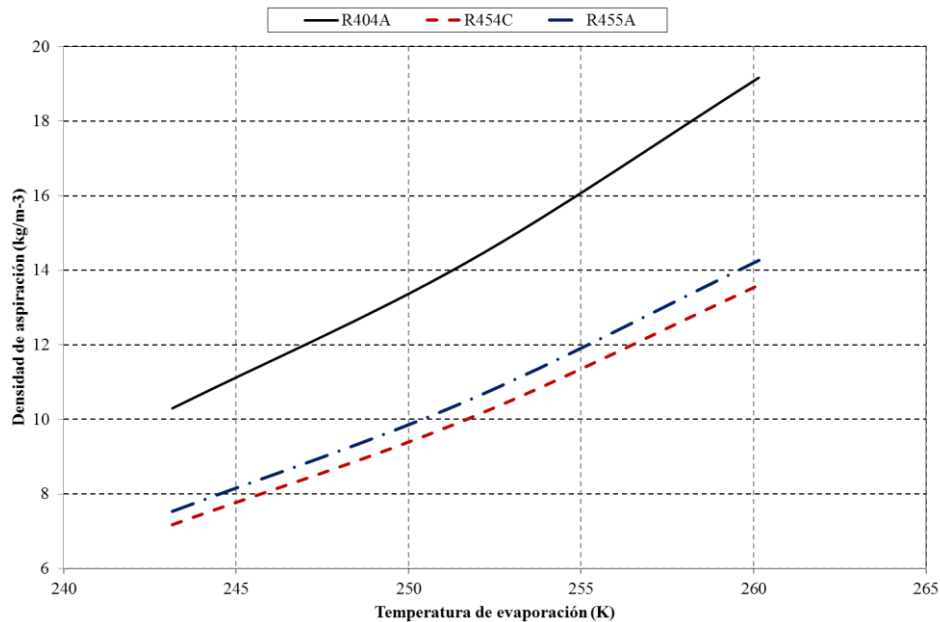


Imagen 3.7. Densidad de aspiración de las alternativas comparadas con el R404A

La variable que tiene relación directa con el caudal de masa es la densidad de aspiración. En la Imagen 3.7 se observa que la densidad de aspiración cambia de acuerdo con la temperatura de evaporación, a mayor temperatura de evaporación mayor es la densidad de aspiración. De otro lado, para el estudio experimental se debe tener en cuenta que altas densidades de vapor podrían generar pérdidas de presión en la aspiración del compresor. La densidad a una determinada presión es propia de cada refrigerante y conlleva la reducción de caudal másico observada.

La Imagen 3.8 presenta la variación porcentual del caudal másico del sistema con II de cada una de las alternativas comparada con sus ciclos básicos.

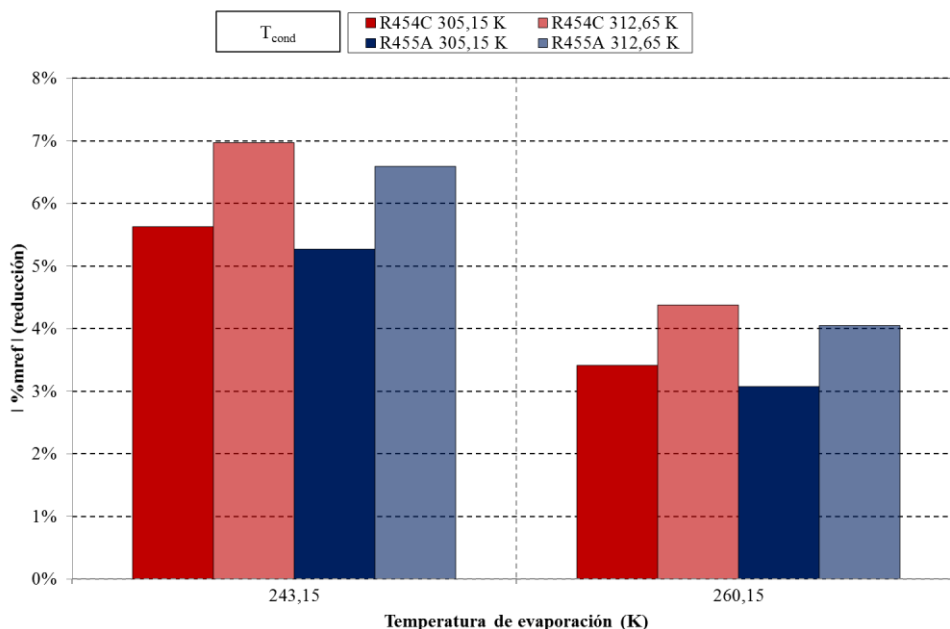


Imagen 3.8. Variación de caudales máxicos de las alternativas a 50 Hz y con II comparadas con sus ciclos básicos

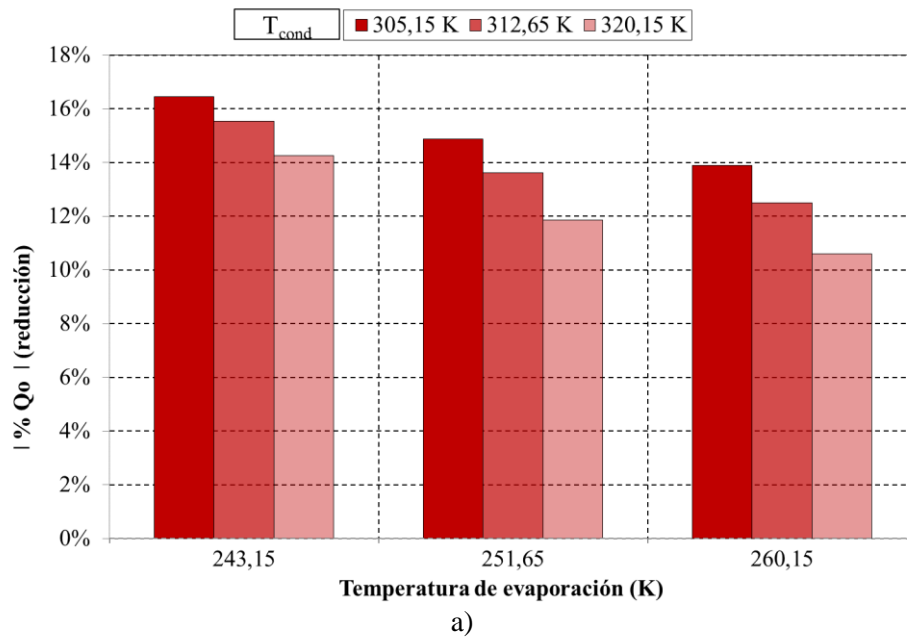
Al introducir un II al sistema y compararlo con el caudal másico de los refrigerantes en el sistema básico, se presentan mayores reducciones de caudales máxicos a menores temperaturas de evaporación y mayores temperaturas de condensación, en otras palabras, la reducción del caudal másico de las alternativas comparada con la de su ciclo básico es mayor cuando la tasa de compresión es mayor. Para el R454C la reducción del caudal másico está entre el 3,4 y el 7% con relación a su ciclo básico, y para el R455A la reducción está entre 3 y el 6,5%. Además, para las mismas condiciones operativas, la reducción de caudal másico es ligeramente mayor para el R454C que para el R455A.

Dadas las simplificaciones realizadas en este punto inicial, el sistema funcionando a régimen de 35 Hz presenta reducciones de caudal másico idénticos a las del sistema trabajando a 50 Hz, y por esta razón no se analiza la variación de este parámetro en este estudio teórico.

3.6.2. Capacidad frigorífica

La capacidad frigorífica es el producto entre caudal másico (\dot{m}_{ref}) y el efecto refrigerante ($h_{os} - h_{oe}$) como se expresa en la Ecuación 3. 5, por lo tanto, depende directamente de estas dos variables.

La Imagen 3.9 presenta una comparativa de la capacidad frigorífica y el efecto refrigerante del R454C con relación al R404A sin II.



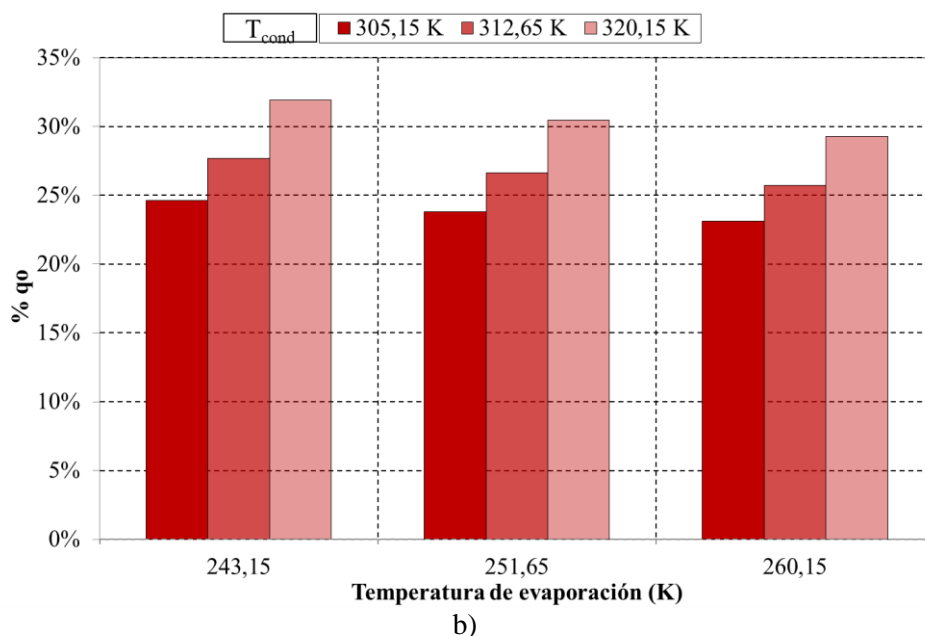
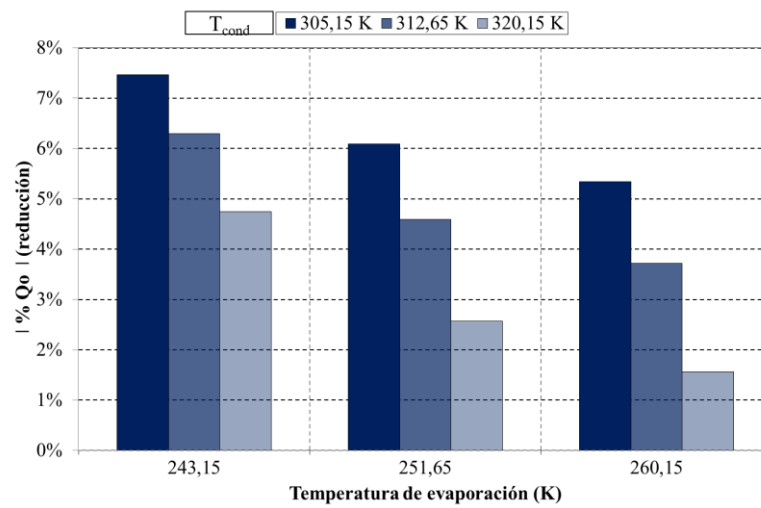


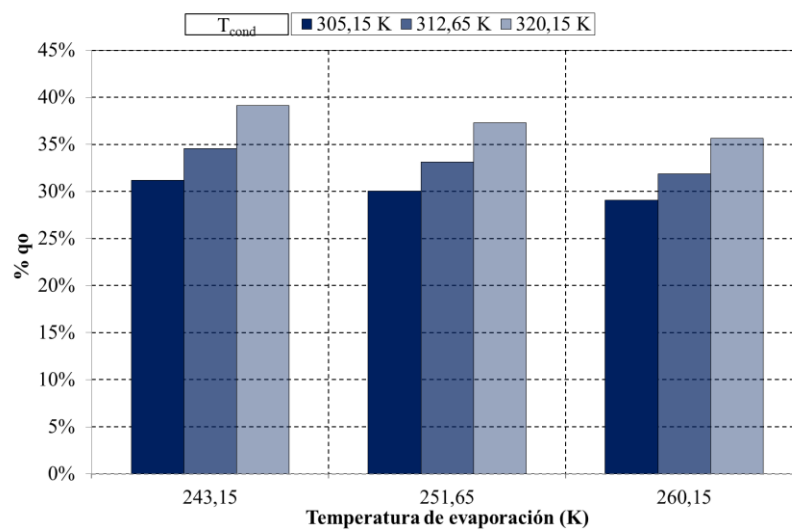
Imagen 3.9. Variación porcentual del R454C con relación al R404A sin II, a) capacidad frigorífica, b) efecto refrigerante

En la Imagen 3.9 se aprecia que la capacidad frigorífica del sistema disminuye ligeramente con relación al R404A entre el 10,5% y el 16,4%. Por otro lado, se observa que la reducción de la capacidad frigorífica disminuye mientras mayor es la temperatura de evaporación y mayor es la temperatura de condensación. Mientras que el efecto refrigerante con respecto al R404A aumenta conforme aumenta la temperatura de condensación (la variación está entre 23% y 32%). La explicación de la disminución de la capacidad frigorífica es que a pesar de que el efecto refrigerante aumenta con la temperatura de condensación, la reducción del caudal másico determina que la capacidad de refrigeración disminuya para todas las condiciones operativas. La disminución de la capacidad frigorífica del R454C comparada con el R404A podría causar problemas para alcanzar o mantener las temperaturas de los espacios a refrigerar de los sistemas (expositores refrigerados).

La Imagen 3.10 presenta una comparación de la capacidad frigorífica y del efecto refrigerante del R455A con relación al R404A sin II.



a)



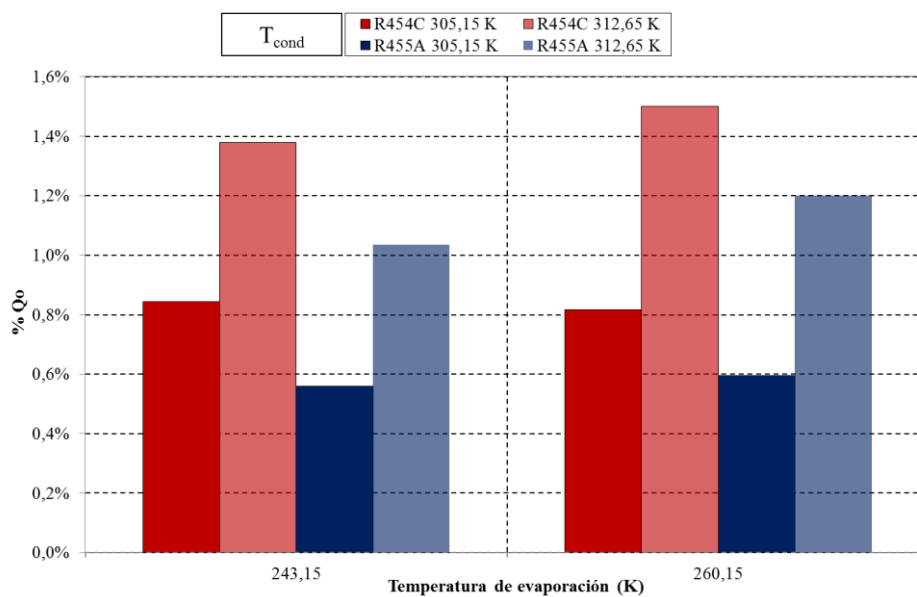
b)

Imagen 3.10. Variación porcentual del R455A con relación al R404A sin II, a) capacidad frigorífica, b) efecto refrigerante

Se observa que la reducción de la capacidad frigorífica del sistema con respecto al R404A varía entre el 1,5 y el 7,4%. También se observa que la reducción de la capacidad frigorífica disminuye mientras mayor es la temperatura de evaporación y mayor es la temperatura de condensación. La explicación de la disminución de la capacidad frigorífica es la reducción del caudal másico. A pesar de que el efecto refrigerante aumenta con la temperatura de condensación, la mayor influencia de la reducción de caudal másico determina que la capacidad frigorífica se reduzca en comparación al R404A.

Comparando las dos alternativas, se observa que la reducción de la capacidad frigorífica del R455A es menor que la del R454C. A altas temperaturas de evaporación y condensación, la capacidad frigorífica del R455A es similar a la del R404A. De todo lo anterior se puede concluir que el R455A presentaría menos problemas para alcanzar o mantener la temperatura del espacio a refrigerar que el R454C.

La Imagen 3.11 presenta una comparación de las capacidades frigoríficas y del efecto refrigerante de las alternativas en un sistema con II en relación a su ciclo básico.



a)

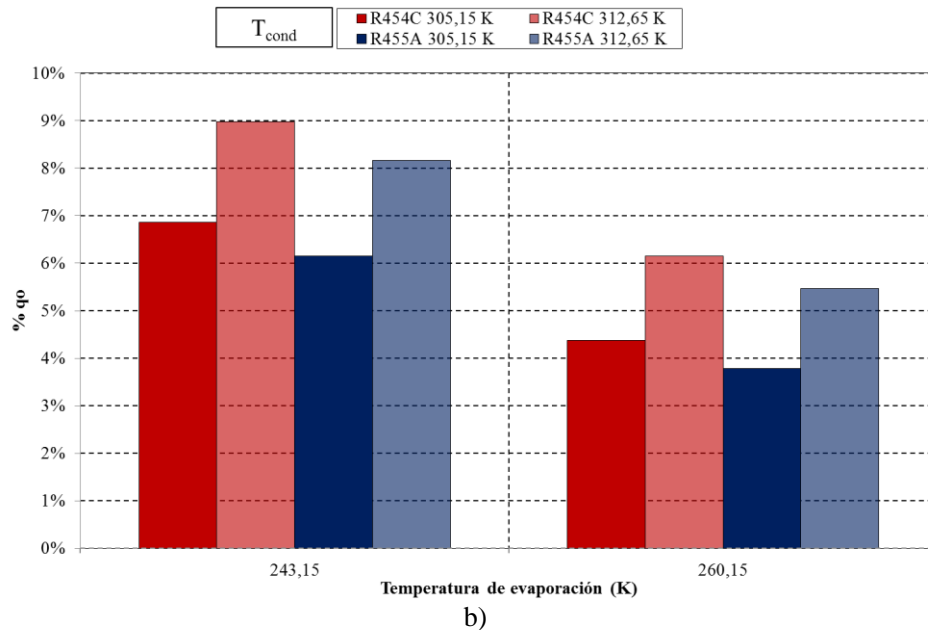


Imagen 3.11. Variación porcentual del R454C y del R455A trabajando con II con relación a sus ciclos básicos, a) capacidad frigorífica, b) efecto refrigerante

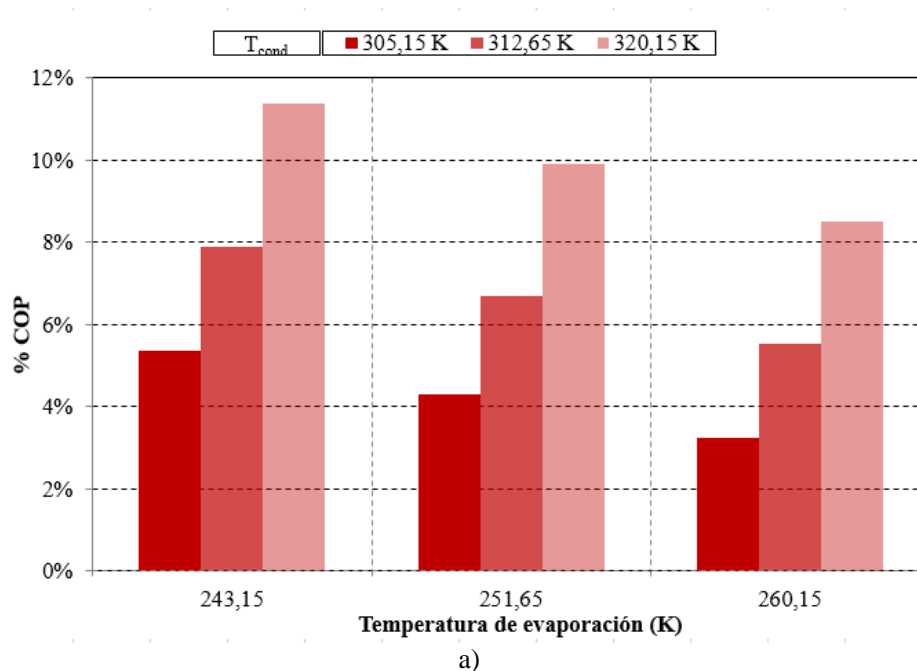
Se observa que las capacidades frigoríficas del sistema con el II accionado aumentan ligeramente con relación al ciclo simple (entre el 0,8 y 1,5% para el R454C y entre el 0,5 y 1,2% para el R455A). También se observa que conforme aumentan las temperaturas de evaporación y condensación, aumenta también la variación porcentual de la capacidad frigorífica; este incremento es más notorio a altas temperaturas de condensación. La razón es que el caudal másico de las alternativas disminuye, el efecto refrigerante aumenta, y esto determina que la capacidad de refrigeración sea ligeramente superior a su ciclo básico. Comparando las dos alternativas, el mayor incremento con II se da en el R454C.

Al igual que en el caso del caudal másico y por la misma razón, las variaciones comparativas con relación al R404A de la capacidad frigorífica teórica y del efecto refrigerante teórico del R454C y del R455A con un régimen del motor de 35 Hz y sin II son las mismas que las del sistema trabajando a 50Hz.

3.6.3. Coeficiente de rendimiento COP

El coeficiente de rendimiento COP es un indicador de la eficiencia del sistema de refrigeración y es la relación entre la capacidad frigorífica con la potencia entregada por el compresor al refrigerante. Este indicador se obtiene por medio de la Ecuación 3. 7.

En la Imagen 3.12 se aprecia la variación del COP y del trabajo de compresión isentrópico del compresor del refrigerante R454C sin II.



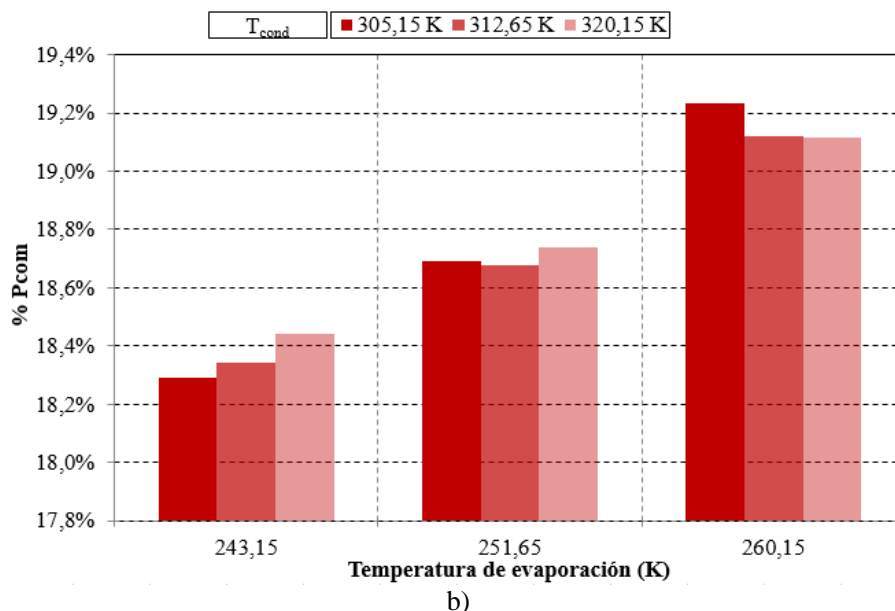


Imagen 3.12. Variación porcentual del R454C con relación al R404A sin II, a) COP, b) trabajo de compresión isentrópico

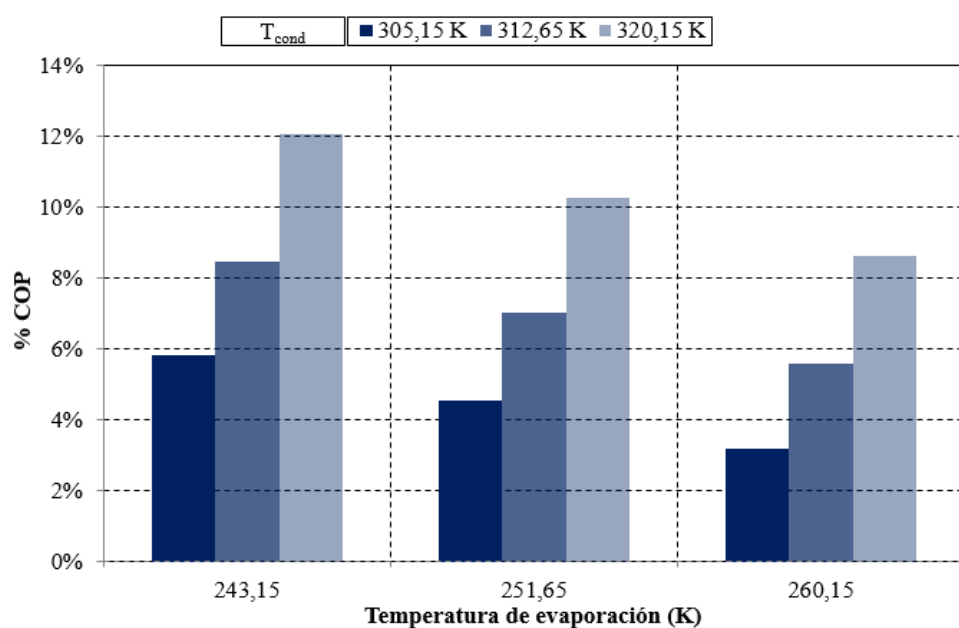
La variación del trabajo de compresión isentrópico varía ligeramente al mantener fija las temperaturas de evaporación y variar las de condensación. Sin embargo, la variación aumenta en mayor proporción si se mantiene constante la temperatura de condensación y cambia la temperatura de evaporación, incrementándose este parámetro a mayor temperatura de evaporación. El trabajo de compresión isentrópico del sistema se incrementa con relación al R404A entre el 18,3 y 19,2%. Esto se debe a que el R454C tiene una mayor inclinación de la línea isentrópica que el R404A.

En la Imagen 3.12 se observa que las variaciones del COP para el R454C se incrementan entre 3,2 y 11,3% con relación al R404A. También se observa que el incremento aumenta conforme aumenta la tasa de compresión. Los valores que alcanza el COP para este refrigerante a estas condiciones están entre 1,5 y 3,6.

Al existir un incremento del efecto refrigerante del R454C con respecto al R404A de entre el 23% al 32 %, y un incremento del trabajo de compresión isentrópico del compresor en el orden del 18,3 % al 19,2% con respecto al R404A, el COP presenta un

incremento para todas las condiciones entre el 3,2% y 11% con relación a la referencia, debido a que el efecto refrigerante tiene mayor impacto que el trabajo de compresión isentrópico en el COP.

En la Imagen 3.13 se aprecia la variación del COP y del trabajo de compresión isentrópico del compresor del refrigerante R455A sin IL.



a)

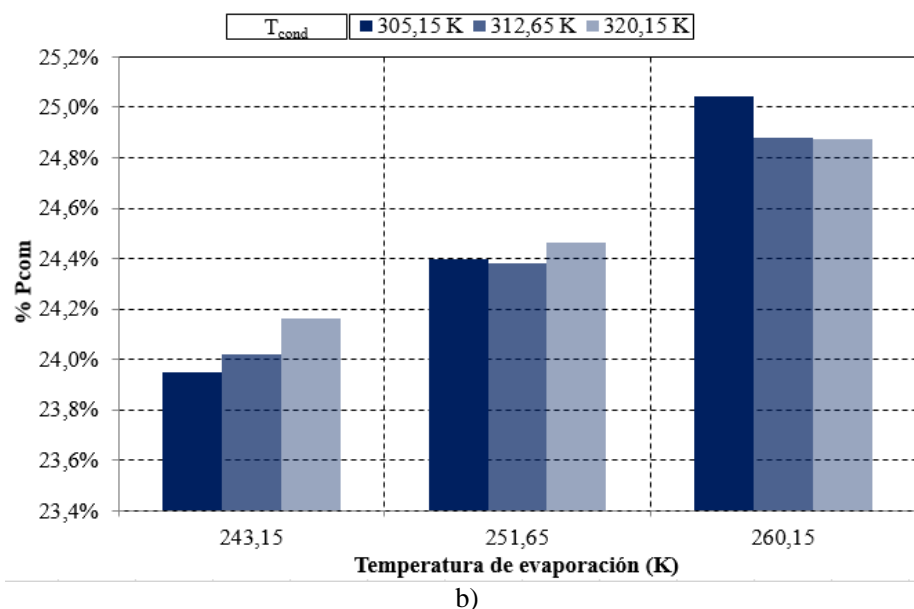


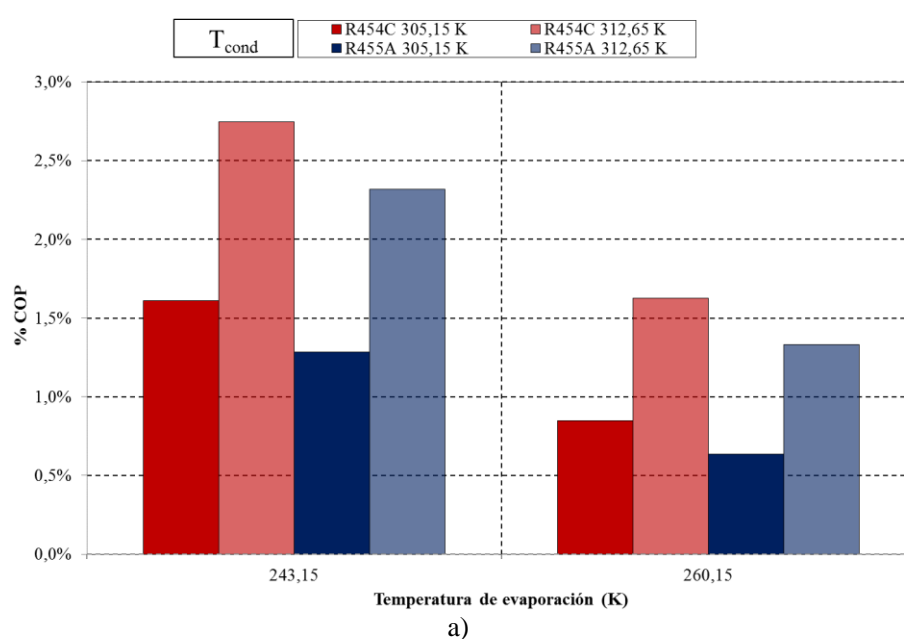
Imagen 3.13. Variación porcentual del R455A con relación al R404A sin II, a) COP, b) trabajo de compresión isentrópico

La variación del trabajo de compresión isentrópico del R455A con relación al R404A presenta el mismo patrón que para el R454C, pero para este refrigerante están entre el 23,9% y 25%.

La variación del COP del R455A con relación al R404A se encuentra entre el 3,2% y el 12%. Esto se debe a que, si bien es cierto que el incremento del efecto refrigerante del R455A está entre el 29% y el 39% con relación a la referencia y el trabajo de compresión isentrópico tiene un incremento entre el 23,9% y el 25%, entonces el efecto refrigerante tiene mayor impacto en el COP debido a que se incrementa en mayor proporción. Los valores que alcanza el COP para este refrigerante a estas condiciones están entre 1,5 y 3,6. De la Imagen 3.13 se observa que los valores comparativos del COP del R455A con relación al R404A aumentan conforme aumenta la tasa de compresión.

Si comparamos entre las alternativas de refrigerantes, se observa que el R455A posee una mayor variación del trabajo de compresión isentrópico que el R454C, esto se debe a la mayor inclinación de las líneas isentrópicas del R455A con relación al R454C.

Comparando las variaciones de las alternativas con relación al R404A, el COP del R455A (3,2 a 12) es muy similar al COP del R454C (3,2 a 11,3), solamente a altas tasas de compresión los valores de COP del R455A son ligeramente mayores que los del R454C. La Imagen 3.14 muestra la variación porcentual del COP y del trabajo isentrópico de las alternativas en un sistema con II accionado comparadas con el ciclo básico.



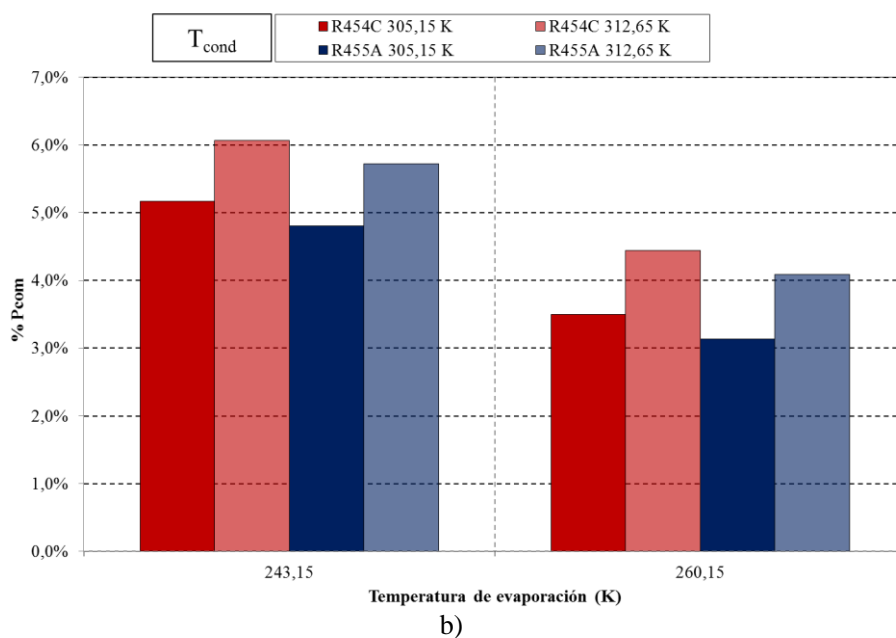


Imagen 3.14. Variación porcentual del R454C y del R455A trabajando con II con relación a sus ciclos básicos, a) COP, b) trabajo de compresión isentrópico

La variación del trabajo de compresión isentrópico del R454C con relación al ciclo básico se incrementa entre el 3,5% y 6% y para el R455A entre el 3,1% y 5,7%. En ambos casos se observa que la variación del trabajo isentrópico del compresor aumenta a relaciones de compresión más altas. El trabajo isentrópico del R454C es ligeramente mayor que el trabajo isentrópico del R455A.

El incremento de los valores de COP del R454C con relación a su ciclo básico está entre 0,8% y 2,7%. El incremento de los valores de COP del R455A con relación a su ciclo básico está entre 0,6% y 2,3%. En este caso el R454C tiene incrementos más altos de COP que el R455A. La variación del COP en ambos refrigerantes comparados al ciclo básico aumenta conforme aumenta la relación de compresión.

Las variaciones comparativas del COP teórico (con las simplificaciones consideradas) del R454C y del R455A con un régimen del motor de 35 Hz y sin II con relación al R404A son las mismas que las del sistema trabajando a 50 Hz. En este caso, el régimen

de giro del motor del compresor no se tiene en consideración y será estudiado en el capítulo experimental.

3.6.4. Temperatura de descarga del compresor

Esta es una variable muy importante para los sistemas de refrigeración por compresión de vapor debido a que una temperatura de descarga muy alta podría degradar el lubricante del compresor y dañarlo, además que se pueden producir problemas en los anillos o causar formaciones ácidas. La temperatura de descarga máxima debería ser 380 K (106,85 °C), nunca mayor que 395 K (121,85 °C). Sin embargo, para sistemas de refrigeración por compresión de vapor, se recomienda que la temperatura máxima de descarga esté por debajo de 10 K de los límites (Mota-Babiloni, 2016). Para el caso de esta investigación se fija como límite los 373,15 K (100 °C).

La Imagen 3.15 presenta las temperaturas de descarga para las condiciones operativas del sistema sin II.

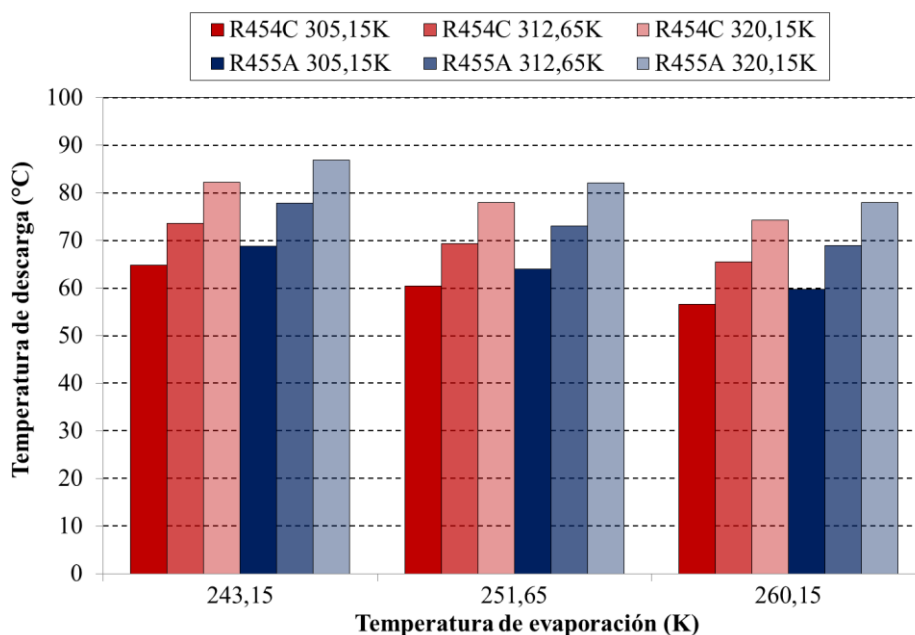


Imagen 3.15. Temperatura de descarga de las alternativas de refrigerantes sin II

La temperatura de descarga aumenta al incrementar la tasa de compresión. La mayor temperatura de descarga corresponde al R455A con un valor de 359,95 K (86,8 °C),

mientras que la mayor temperatura de descarga del R454C es 355,45 K (82,3 °C). Para los refrigerantes R454C y R455A sin II, ninguna de las temperaturas de descarga supera los 373,15 K (100°C) por lo que no presentan problemas por aumento de esta variable.

La Imagen 3.16 presenta las temperaturas de descarga para las condiciones operativas del sistema con II.

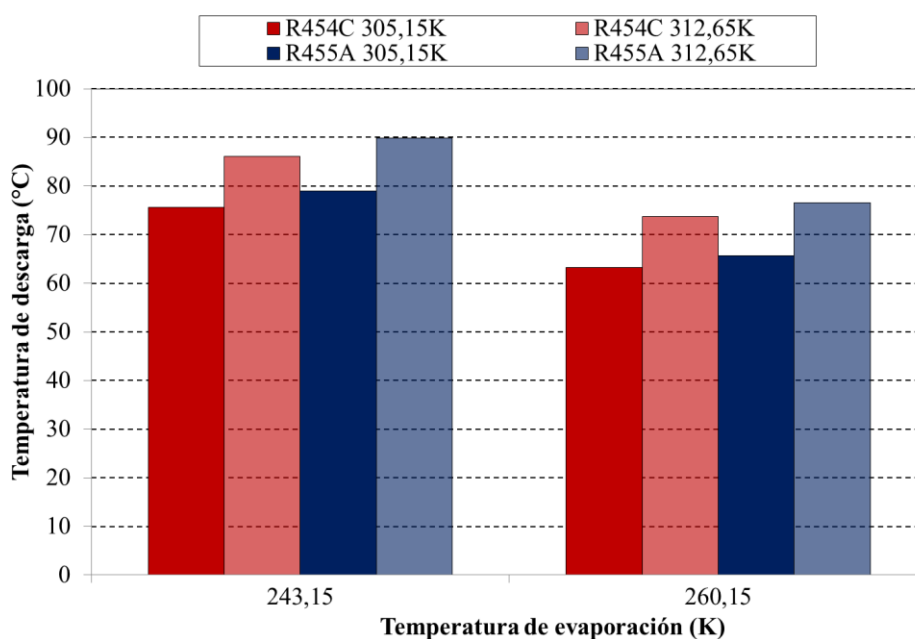


Imagen 3.16. Temperatura de descarga de las alternativas de refrigerantes con II

Al accionar el II, la temperatura de descarga aumenta en valores superiores a 10 K comparados con el ciclo básico. Los valores de temperatura de descarga, trabajando a baja temperatura de evaporación y media temperatura de condensación llegan a ser relativamente altos, 359,25 K (86,1 °C) para el R454C y 362,95 K (89,8 °C) para el R455A. Debido a esto y con la finalidad de no superar el límite de temperatura establecido, no se realizaron ensayos a la máxima tasa de compresión.

Se puede concluir entonces que si bien el rendimiento del sistema se incrementa al accionar el II, no es recomendable usarlo a máximas relaciones de compresión.

Al igual que los parámetros anteriores, las temperaturas de descarga de las alternativas al R404A del sistema a régimen de giro de 35 Hz del motor del compresor sin II son las mismas que trabajando a 50 Hz y las conclusiones pueden ser aplicadas en ambos casos.

3.7. Conclusiones

En este capítulo se presenta un análisis teórico de las alternativas de bajo PCA seleccionadas para reemplazo del R404A en refrigeración comercial. De las mejores alternativas a largo plazo de bajo PCA (<150) para aplicaciones en refrigeración comercial, solo el R454C y el R455A se encuentran disponibles y se centran en la consideración de fluidos para reemplazar el R404A.

Se consideran los sistemas de compresión de vapor de ciclo simple con y sin intercambiador intermedio para condiciones típicas de refrigeración comercial, temperatura de evaporación entre 243,15 y 260,15 K, y de condensación entre 305,15 y 320,15 K.

Se pudo apreciar que tanto las presiones de evaporación como las de condensación de las alternativas, son ligeramente inferiores a las del R404A. Del análisis teórico se obtuvo también que el caudal másico para el R454C fue entre 30 y 35% menor con relación al refrigerante de referencia, y entre 26 y 31% menor para el R455A. Por otro lado, al trabajar con el II, se produjo una reducción del caudal másico de entre 3,4 y 7% con relación a su ciclo simple para el R454C, y de entre 3 y 6,5% para el R455A.

Al analizar la capacidad frigorífica del R454C se observó una reducción de entre 10,5 y 16,4% con relación al R404A. Mientras que el R455A presentó una reducción entre 1,5 y 7,4%. Además, al trabajar con II, la capacidad frigorífica se incrementó entre 0,8 y 1,5% con relación al ciclo simple para el R454C, y entre 0,5 y 1,2% para el R455A.

Para el caso del COP se percibió un incremento con relación al R404A de entre el 3,2 y 11,3% para el R454C, y de entre el 3,2 y 12% para el R455A. Igualmente, al trabajar con II, se pudo apreciar un ligero incremento con relación al ciclo simple de 0,8 y 2,7% para el R454C y de 0,6 y 2,3% para el R455A.

Adicionalmente, al analizar la temperatura de descarga se encontró que la temperatura no sobrepasó el valor del límite establecido para evitar daños en el compresor para ninguna condición sin II. Sin embargo, al trabajar con el II las temperaturas de descarga se incrementan peligrosamente a altas tasas de compresión y podrían superar el límite establecido. Por este motivo podría no ser recomendable trabajar con II a altas tasas de compresión con las alternativas estudiadas.

A la vista de los resultados teóricos, se ha detectado que estos fluidos presentan buenas características termodinámicas, condiciones operacionales comparables y apuntan comportamientos teóricos prometedores. Atendiendo a estos resultados teóricos, en un principio las nuevas alternativas deberían mejorar la eficiencia energética del ciclo de compresión respecto al uso de R404A, especialmente en el ciclo simple sin II. Estos resultados preliminares se debatirán posteriormente una vez analizados los resultados experimentales.

Capítulo 4

Descripción del estudio experimental

4.1. Consideraciones

En el capítulo “Estudio teórico” se determinó que las alternativas de bajo PCA como el R454C y el R455A presentan buenas características termodinámicas y condiciones operacionales comparables como para ser considerados potenciales reemplazos para el R404A en sistemas de refrigeración comercial que trabajan con ciclos de compresión de vapor.

El presente capítulo describe tanto de los equipos como el procedimiento seguido para el análisis experimental de los refrigerantes. Para esto se realiza una descripción del banco de pruebas, se detalla la metodología utilizada, se habla de las condiciones operativas de los ensayos, y de la validación de los experimentos. Cabe mencionar que no se han realizado modificaciones al banco de pruebas de refrigerantes salvo la regulación de la válvula de expansión termostática para obtener un grado de recalentamiento adecuado.

4.2. Descripción de equipos

Para realizar el análisis experimental se utilizó el banco de pruebas del grupo de investigación ISTENER del Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad Jaume I (Castellón de la Plana). El banco de pruebas se aprecia en la Imagen 4.1.



Imagen 4.1. Banco de pruebas de refrigerantes utilizado en la fase experimental

El banco de pruebas experimental de refrigerantes cuenta con un circuito principal y dos circuitos secundarios. Por el circuito principal circula el refrigerante a ensayar. Por un circuito secundario circula agua, encargada de transferir el calor desde el refrigerante en el condensador hacia el ambiente por medio de una enfriadora y/o un sistema de ventiladores, la cual es accionada por una bomba. Por el otro circuito secundario circula una mezcla comercial de agua con propilenglicol el cual es impulsado a circular por medio de una bomba. Dicha mezcla transfiere calor proveniente de resistencias eléctricas ubicadas en un depósito acumulador hacia el evaporador (Navarro-Esbrí, et al., 2013). Tanto el circuito principal como los secundarios están equipados con una serie de sensores que miden las principales variables del sistema para su posterior análisis. Un esquema del banco de pruebas utilizado en la investigación se observa en la Imagen 4.2.

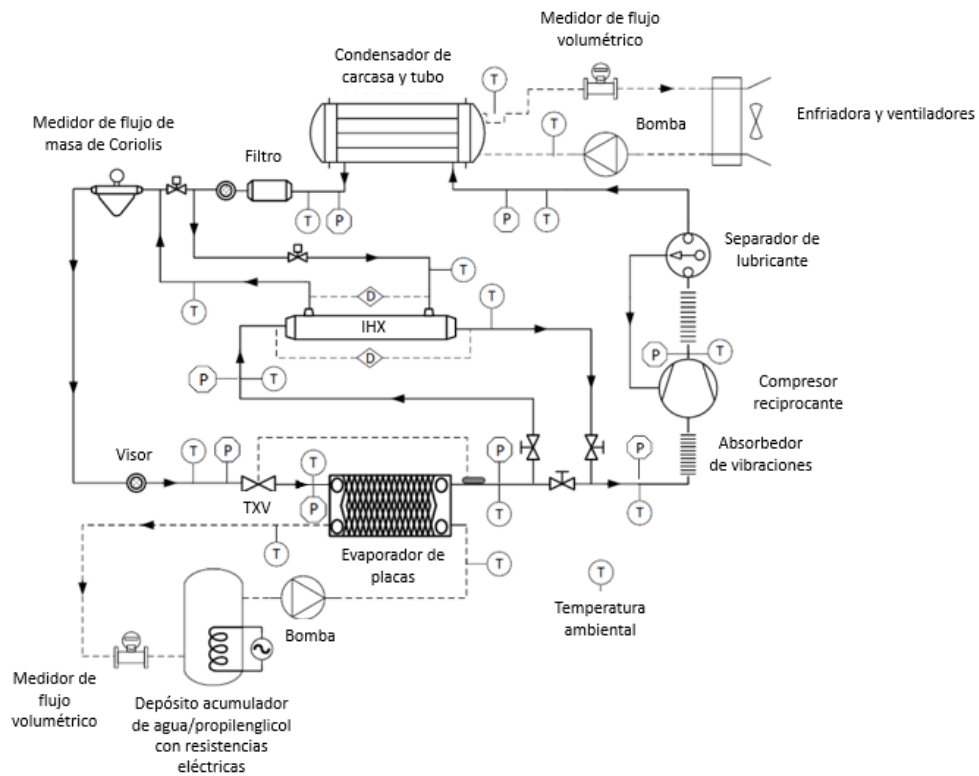


Imagen 4.2. Esquema del banco de pruebas y de sus circuitos secundarios

4.2.1. Circuito principal

Por el circuito principal circula el refrigerante que se analiza y está equipado con los siguientes elementos:

- Compresor alternativo.
- Condensador de carcasa (refrigerante) y tubos (agua).
- Válvula de expansión termostática.
- Evaporador de placas.
- Intercambiador intermedio de tipo tubos concéntricos a contracorriente.
- Medidor de flujo de masa de Coriolis.

Las características técnicas de los elementos del circuito principal se especifican a continuación.

4.2.1.1. Compresor

Es un compresor alternativo tipo abierto Bitzer V equipado con un motor de 7.5 kW que es controlado mediante un convertidor de frecuencia. En la Imagen 4.3 se puede apreciar el sistema motor compresor del sistema y en la Tabla 4. 1 se presentan sus principales características técnicas.

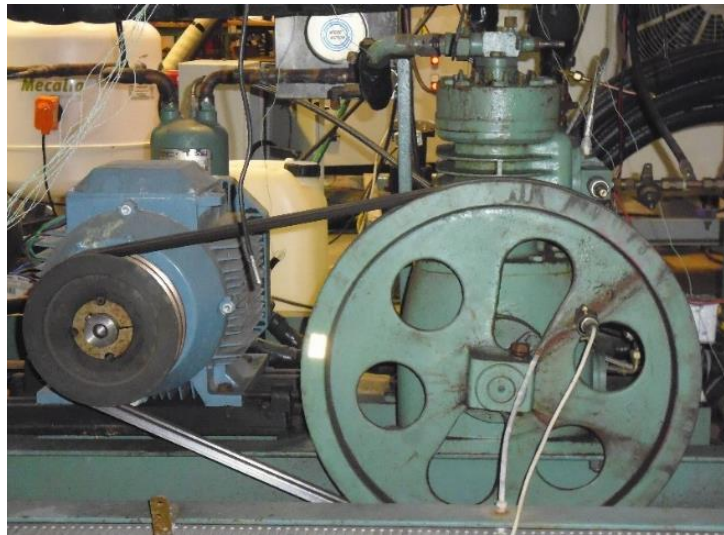


Imagen 4.3. Compresor alternativo tipo abierto

Tabla 4. 1. Características técnicas del compresor

Fabricante	Bitzer
Tipo de compresor	Alternativo abierto
Número de cilindros	2
Diámetro del cilindro (m)	0,085
Carrera del cilindro (m)	0,060
Diámetro de la polea del motor (m)	0,180
Diámetro de la polea del compresor (m)	0,450
Correas trapezoidales (DIN 2215)	2 x 17
Régimen de giro mínimo (rpm)	400
Régimen de giro máximo (rpm)	600
Volumen desplazado (m³/h)*	23,1

Tipo de aceite lubricante	POE
Carga de aceite lubricante (m³)	0,025

* Para un régimen de giro de 565 rpm.

4.2.1.2. Condensador de carcasa - tubos

El condensador es de tipo carcasa - tubos (pasos 1-2) y su fabricante es COFRICA, en la Imagen 4.4 se observa una fotografía del componente aislado y en la Tabla 4. 2 se encuentran las principales características técnicas del mismo.



Imagen 4.4. Condensador carcasa - tubos

Tabla 4. 2. Características técnicas condensador de carcasa - tubos

Marca	COFRICA
Tipo	Carcasa - tubos
Modelo	RS-25
Capacidad (kW)	25,8
Pérdida de presión lado carcasa (MPa)	0,043
Volumen lado carcasa (m³)	0,0175
Volumen lado de tubos (m³)	0,0024
Número de tubos (2 pasos)	10
Superficie lado refrigerante (m²)	2,87
Diámetro interno de tubos (m)	0,013
Diámetro externo de tubos (m)	0,016
Diámetro interno de carcasa (m)	0,183
Diámetro externo de carcasa (m)	0,195
Longitud de carcasa (m)	0,87
Longitud de tubo (m)	0,8

Distancia entre centro de los tubos (m)	0,0195
Distancia entre tubos (m)	0,0035
Número de baffles	4
Número de filas de tubos verticales	4
Material de construcción	Acero al carbono

4.2.1.3. Válvula de expansión

La válvula de expansión es de tipo termostática, es de marca Danfoss modelo T2 para refrigerante R404A. Una fotografía de la válvula de expansión se aprecia en la Imagen 4.5 y en la Tabla 4. 3 se encuentran las principales características técnicas.

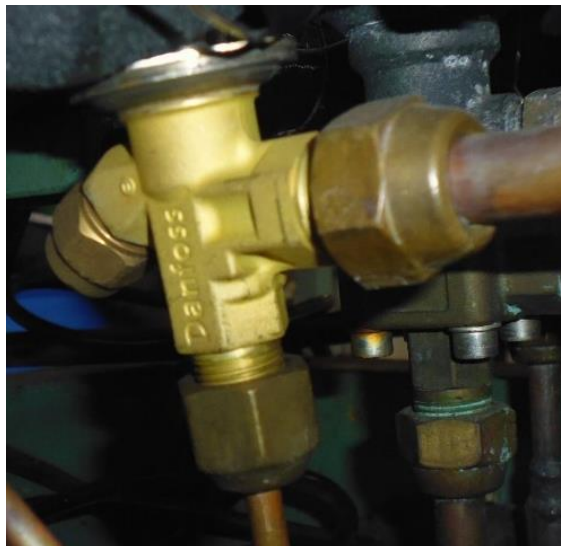


Imagen 4.5. Válvula de expansión termostática

Tabla 4. 3. Características técnicas de la válvula de expansión termostática

Marca	Danfoss
Tipo de válvula	De expansión termostática
Modelo	T2
Refrigerante	R404A
Compensación externa	No
Rango de temperatura	de -40 a 10 °C

Longitud de capilar (m)	1,5
Orificio	05
Capacidad (kW) *	7,7

* Orificio 05, temperatura de evaporación de + 5 °C, temperatura de condensación de + 32 °C y temperatura de refrigerante líquido delante de la válvula de +28 °C.

4.2.1.4. Evaporador de placas.

El evaporador utilizado es un evaporador de placas cuya imagen (con el componente aislado) y características técnicas se presentan en la Imagen 4.6 y la Tabla 4. 4.



Imagen 4.6. Evaporador de placas

Tabla 4. 4. Características técnicas del evaporador de placas

Marca	SWEP
Tipo de evaporador	Evaporador de placas
Modelo	B25Tx20
Número de placas	20
Volumen de canal (m³)	0,000114
Área de transferencia de calor (m²)	1,13
Diámetro de conexiones de entrada y salida (m)	0,024

Flujo de calor (kW/m²) *	5,35
Número de canales por paso	C1: 9; C2: 10
Factor de ensuciamiento (m², °C/kW)	-0,025

*C1: R404A, C2: Propilenglicol (50%); temperatura de entrada C1: -16,42 °C y C2: -2,00 °C; temperatura de evaporación: -18,00 °C; recalentamiento: 6, 00 K; temperatura de salida de -12,00 °C ; caudal C1: 0,058 kg/s , C2: 0,17,69 kg/s.

4.2.1.5. Intercambiador intermedio (II)

El intercambiador intermedio es de tipo tubos concéntricos a contracorriente, el cual además se encuentra aislado térmicamente para proporcionar unos cálculos más precisos. En la Imagen 4.7 se puede apreciar este dispositivo y en la Tabla 4. 5 se aprecian sus características técnicas.

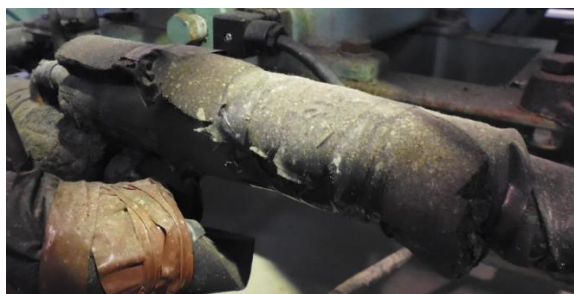
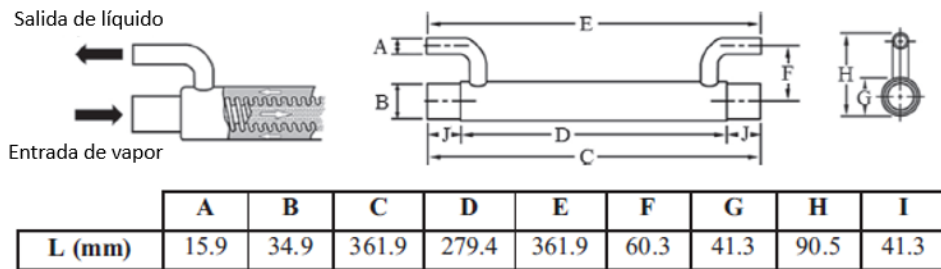


Imagen 4.7. Intercambiador intermedio

Tabla 4. 5. Características técnicas del intercambiador intermedio

Marca	Packless
Modelo	HXR-250A
Tipo	Tubos concéntricos a contracorriente
Capacidad (hp)	5
Material del tubo externo	Cobre
Material del tubo interno	Latón
Presión máxima de trabajo (MPa)	2,76
Presión de estallido (MPa)	13,79

Las características geométricas del II se pueden apreciar en la Imagen 4.8.



Fuente: Mota-Babiloni, et al. (2017)

Imagen 4.8. Características geométricas del II

4.2.1.6. Medidor de flujo de masa de Coriolis

El medidor de flujo de Coriolis está ubicado en la línea que une el condensador con la válvula de expansión, por lo tanto el caudal másico de refrigerante se mide en fase líquida. Las características técnicas de medidor se encuentran detalladas en la Tabla 4.8.

4.2.2. Circuitos secundarios

Los circuitos secundarios son los encargados de mantener las condiciones operativas estables del sistema tanto en el condensador y en el evaporador mediante la disipación o aportación de carga térmica. Como se ha introducido anteriormente, el sistema experimental posee dos circuitos secundarios que son:

- El circuito de aportación de carga térmica del evaporador.
- El circuito de disipación térmica del condensador.

4.2.2.1. El circuito de aportación de carga térmica del evaporador (CAC)

El circuito de aportación de carga térmica del evaporador es el circuito que se encarga de mantener estables las condiciones operativas en el evaporador. Sus principales elementos son el medidor de flujo o caudalímetro, el depósito de mezcla agua/propilenglicol, la bomba y el evaporador de placas. La Imagen 4.9 presenta un esquema del CAC.

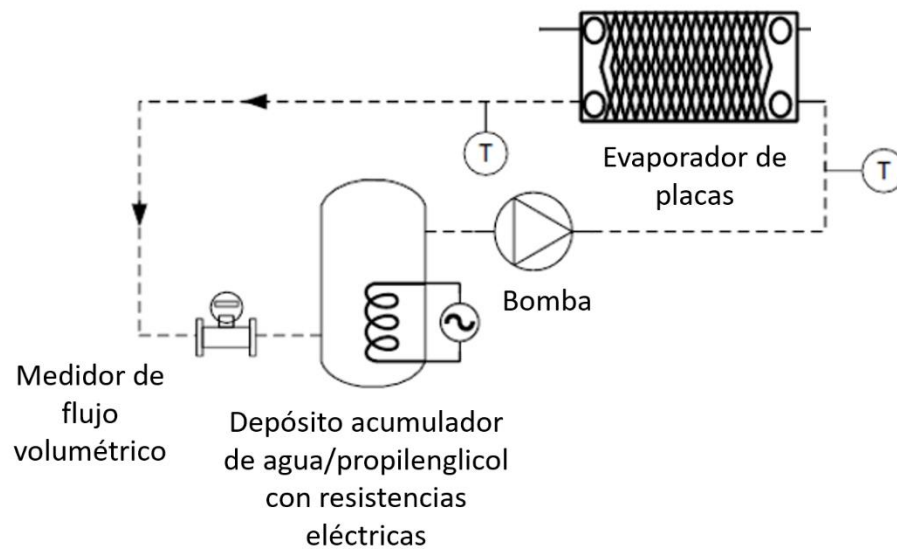
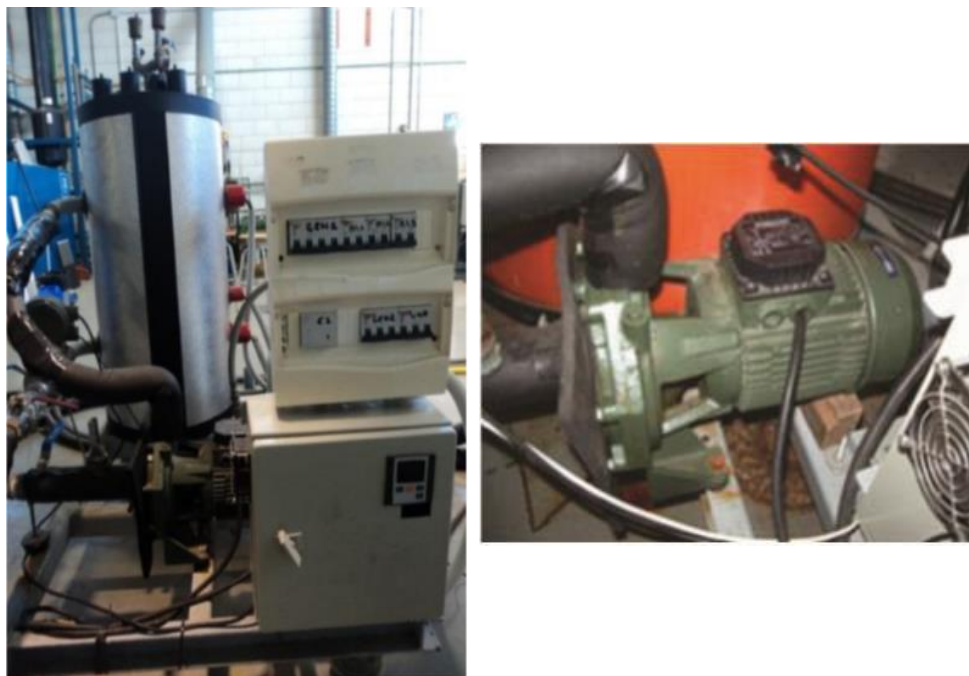


Imagen 4.9. Esquema del circuito de aportación de carga térmica del evaporador (CAC)

Por este circuito circula una mezcla comercial de agua con glicol (Luzar Orgánico 50%, temperatura de congelación de 236 K) el cual es impulsado por medio de la bomba la cual puede controlar el caudal que circula mediante un variador de velocidad. Se utiliza la mezcla comercial ya que se requiere alcanzar temperaturas negativas y evitar que el fluido secundario se pueda congelar. La Imagen 4.10 presenta al circuito de aportación de carga térmica como la bomba que impulsa la mezcla.



a)

b)

Imagen 4.10. a) Circuito de aportación de carga térmica, b) bomba del circuito de aportación de carga térmica

La mezcla transfiere calor al evaporador proveniente de las resistencias eléctricas instaladas en un depósito acumulador (aislado) equipado con un vaso de expansión. El depósito acumulador posee tres resistencias monofásicas de inmersión de 1,7 kW cada una, además de dos resistencias eléctricas trifásicas de 5,2 kW, una de las cuales es controlada por un PID que regula la potencia que debe ceder la resistencia a la mezcla para mantener constantes la temperatura en el tanque de inercia. Este circuito está equipado con un caudalímetro que mide el flujo volumétrico de la mezcla que circula. Las mangueras que conectan el circuito secundario con el evaporador están aisladas para evitar escarche. El depósito acumulador, el vaso de expansión, el PID y el caudalímetro se pueden apreciar en la Imagen 4.11.



a)



b)



c)



d)

Imagen 4.11. a) Depósito acumulador, b) vaso de expansión, c) PID, d) caudalímetro

La Tabla 4. 6 describe las principales características técnicas de los elementos constitutivos del CAC.

Tabla 4. 6. Características técnicas de los elementos constitutivos del CAC

Depósito acumulador	Marca	Idrogas
	Modelo	100-AR-A
	Volumen (L)	100
	Máxima presión (MPa)	0,6
	Máxima temperatura (°C)	60
Vaso de expansión	Marca	ELBI
	Máxima presión (MPa)	1
	Volumen (L)	18
	Rango de Temperatura (°C)	-10 °C a 99
Caudalímetro	Marca	ADMAG SE
	Dimensión (mm)	25
	Potencia (W)	10
	Señal de salida (mA)	4 a 20
	Precisión (%)	± 0,33
Bomba	Marca	SACI
	Potencia (kW)	1,8
	Caudal (m³/h)	1 a 6

4.2.2.2. El circuito de disipación térmica del condensador (CDC)

El circuito de disipación térmica del condensador (CDC) es el circuito que se encarga de mantener las condiciones operativas estables en el condensador. Sus principales elementos son la enfriadora, el sistema de ventiladores, el caudalímetro, el condensador de carcasa-tubos y la bomba impulsora. La Imagen 4.12 presenta un esquema del CDC.

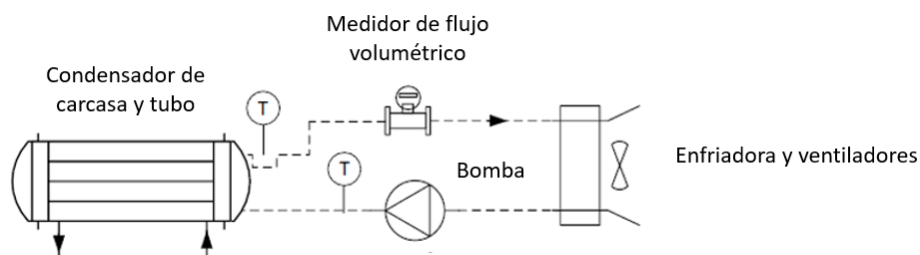
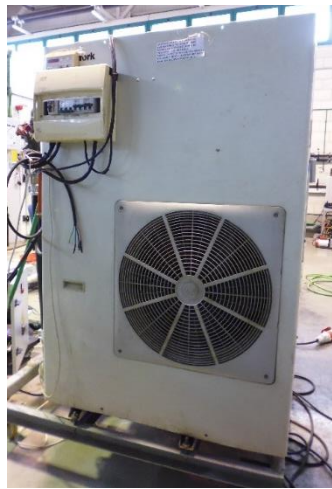


Imagen 4.12. Circuito de disipación de calor del condensador (CDC)

El condensador del sistema de refrigeración por compresión de vapor necesita disipar al ambiente la energía proporcionada al refrigerante en el evaporador y compresor. Esta energía térmica es transferida del condensador a través del circuito secundario de disipación térmica. Por medio del agua (adecuada por su fácil disponibilidad y el rango

de temperaturas y presiones adecuado) se transfiere el calor desde el condensador hasta el sistema enfriadora aerotermo el cual posee un vaso de expansión. El agua es impulsada por el circuito por medio de una bomba y su flujo puede ser controlado mediante una válvula de equilibrado STAD. Tanto la enfriadora, el aerotermo, la bomba impulsora y la válvula de equilibrio STAD se pueden apreciar en la Imagen 4.13.



a)



b)



c)



d)

Imagen 4.13. a) Enfriadora, b) Aerotermo, c) Bomba impulsora, d) Válvula de equilibrio STAD

La energía térmica es disipada al ambiente al llegar al conjunto enfriadora aerotermo, y finalmente mediante la bomba es impulsada nuevamente hacia el condensador para recircular por el circuito. El caudalímetro electromagnético es el encargado de medir el caudal volumétrico del agua que circula. El aerotermo posee un variador de frecuencia que permite controlar la velocidad de giro de los ventiladores desde 0 hasta 50 Hz En la Imagen 4.14 se aprecia el vaso de expansión y el caudalímetro del CDC.



a)



b)

Imagen 4.14. a) Vaso de expansión, b) Caudalímetro electromagnético

La Tabla 4. 7 describe las principales características técnicas de los elementos constitutivos del CDC.

Tabla 4. 7. Características técnicas de los elementos constitutivos del CDC

Enfriadora	Marca	Clima Roca York
	Modelo	LCA-90-BRAW-90
	Potencia eléctrica calor (kW)	3,1
	Potencia eléctrica frío (kW)	2,72
	Refrigerante	R22, R134a
Vaso de expansión	Marca	ZILMET
	Capacidad (L)	5
Caudalímetro electromagnético	Marca	ADMAG SE
	Dimensión (mm)	25
	Potencia (W)	10
	Presión mínima (MPa)	0,1
	Señal de salida (mA)	4 a 20
	Precisión (%)	± 0,33
Aerotermo	Marca	BTU
	Potencia (kW)	35,5
	Flujo de aire (m ³ /h)	2,7
Bomba	Marca	SACI
	Caudal (m ³ /h)	2,6 a 15
	Potencia (kW)	0,8

4.2.3. Sensores

Tanto el circuito principal como los secundarios poseen una serie de sensores ubicados a lo largo de todos los subsistemas. Estos sensores miden las distintas variables del banco de pruebas y de los circuitos secundarios y los envían al adquirente. Posteriormente, estos datos serán analizados y permitirán obtener los parámetros específicos necesarios para evaluar cada refrigerante. Los principales sensores instalados en el banco de pruebas son los siguientes:

- Transductores de presión (sensor piezoresistivo) localizados a la entrada y salida de los principales componentes del circuito principal los cuales miden las presiones que alcanzan los refrigerantes en cada elemento del sistema.
- Termopares localizados en las entradas y salidas de los principales componentes del circuito principal, otro para medir la temperatura del ambiente y cuatro localizados en los circuitos secundarios (dos en cada uno). Permiten obtener medidas de temperaturas del refrigerante y de los fluidos secundarios.
- Sondas diferenciales de presión localizadas en las entradas y salidas de ambos lados del II. Permiten medir la caída de presión entre la entrada y salida del II.

- Medidor de flujo de masa de Coriolis. Se encarga de medir el caudal másico de refrigerante que circula en el circuito principal. Este sensor está localizado en la línea que une el condensador con la válvula de expansión (es decir mide el flujo de masa de refrigerante en fase líquida).
- Analizador de redes. Este dispositivo permite medir el consumo eléctrico del sistema motor-compresor.
- Sensor inductivo. Este sensor permite medir la velocidad de rotación del compresor, está localizado en paralelo al volante del compresor.
- Caudalímetros electromagnéticos. Estos sensores permiten medir el caudal de la mezcla agua/propilenglicol y del agua que circulan por el evaporador y condensador respectivamente.

La Tabla 4. 8 presenta las características técnicas de cada uno de los sensores del banco de pruebas.

Tabla 4. 8. Características técnicas de los sensores del banco de pruebas

Transductores de presión	Tipo	Piezoresistivo
	Unidad de medida	Mega Pascales (MPa)
	Incertidumbre	$\pm 0,1\%$ sobre el rango de medida (± 7 kPa)
	Rango de medida	0 a 7 (MPa)
	Señal de salida	4 a 20 (mA)
Termopares	Tipo	K
	Unidad de medida	Kelvin (K)
	Incertidumbre	$\pm 0,3$ (K)
Sondas diferenciales de presión	Tipo	Diferencial de presión
	Unidad de medida	Kilo pascal (kPa)
	Incertidumbre	0,01 (kPa)
	Señal de salida	4 a 20 (mA)
Medidor de flujo de masa de Coriolis	Tipo	Caudalímetro másico por efecto Coriolis
	Rango de densidades	200 a 2000 (kg/m ³)
	Incertidumbre	$\pm 0,22\%$ del valor
Analizador de redes	Tipo	Analizador de redes
	Incertidumbre	$\pm 0,4\%$ del valor
Sensor inductivo	Tipo	Sensor inductivo
	Rango de temperatura ambiente	-25 a +70 °C
	Incertidumbre	$\pm 1\%$ del valor

Caudalímetros	Tipo	Caudalímetros electromagnéticos
	Incertidumbre	± 0,33% del rango de medida
	Rango de medida	(0 a 50%) 3.534 m³/h

Para los cálculos de las incertidumbres asociadas a la capacidad frigorífica y el COP se aplica el método de suma de cuadrados residual (RSS). Para este cálculo se utiliza la Ecuación 4. 1.

$$\varepsilon_{\text{Parametro}} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left| \frac{\partial f(\text{parametro})}{\partial x_i} \right|^2} \varepsilon_{\text{instrumento},i}^2 \quad \text{Ecuación 4. 1}$$

Donde:

$\varepsilon_{\text{Parametro}}$ = es el error absoluto del parámetro estudiado

f = es la función que describe el parámetro

x_i = es la variable independiente de la función f

$\varepsilon_{\text{instrumento},i}^2$ = es la incertidumbre asociada con el instrumento que mide la variable x_i

4.2.4. Sistema de adquisición de datos

El banco de pruebas cuenta con una aplicación gráfica de visualización en tiempo real de todas las variables medidas. Todas las medidas realizadas por los sensores son enviadas a un sistema de adquisición de datos que está formado por un cuerpo principal (chasis) y conectado a éste, tres módulos que reciben las señales. Posteriormente, estas señales son enviadas a un PC que permite monitorizar todas las variables del sistema en tiempo real por medio de un software programado en entorno LABVIEW, además permite grabar los datos para su posterior análisis. Un esquema del sistema de adquisición de datos se presenta en la Imagen 4.15.

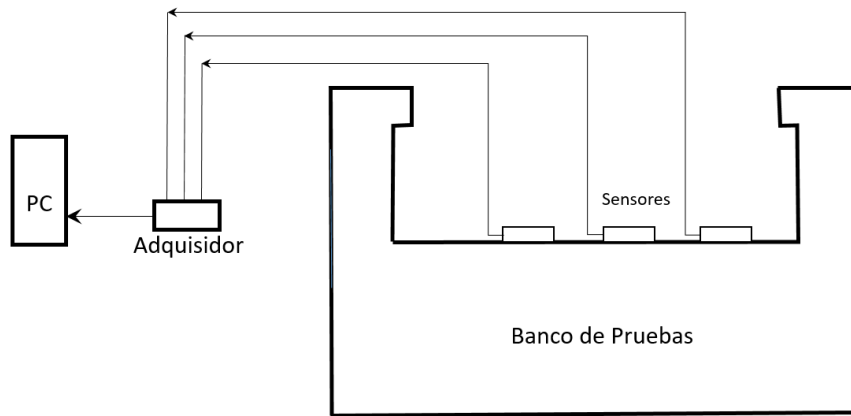
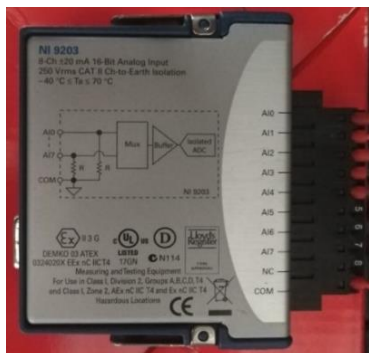


Imagen 4.15. Esquema sistema de adquisición de datos

El adquisidor es un modelo fabricado por la empresa National Instruments y presenta un chasis y tres módulos de entrada que reciben las señales de los sensores. La primera tarjeta recibe las señales de los termopares. La segunda es una tarjeta de corriente y recibe señales de los 8 transductores de presión (para evitar las interferencias de la red pública de electricidad son alimentados por una batería). El tercer módulo también es una tarjeta de corriente y recibe señales del medidor de flujo de masa de Coriolis, de los caudalímetros, del analizador de redes, y de las dos sondas diferenciales de presión. El número de revoluciones se mide por medio del sensor inductivo el cual envía la señal al analizador de redes y posteriormente envía la señal a un vatímetro el cual mide el voltaje.

La Imagen 4.16 presenta los elementos constitutivos del sistema de adquisición.

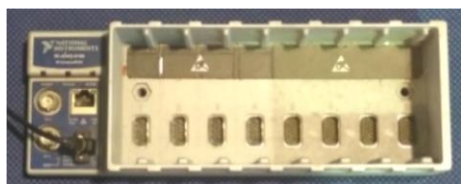
Estudio de fluidos fluorados de bajo potencial de calentamiento atmosférico para aplicaciones de baja temperatura en refrigeración comercial



a)



b)



c)

Imagen 4.16. a) Tarjetas de corriente), b) Tarjeta de sensores de temperatura, c) Chasis del adquisidor

En la Tabla 4. 9 de observan las características técnicas del adquisidor del sistema.

Tabla 4. 9. Especificaciones técnicas del adquisidor del sistema

Chasis del adquisidor	Marca	National Instruments
	Modelo	CDAQ9188
	Número de ranuras	8
	Tipo de salida	Análoga
	Incertidumbre (%)	0,00128
	Tiempo de resolución (ns)	12,5
Tarjeta de sensores de temperatura	Marca	National Instruments
	Modelo	NI-9213
	Número de canales	16
	Incertidumbre (mV)	±78
	Rango de temperatura (°C)	-40 a 70

Tarjetas de corriente	Marca	National Instruments
	Modelo	NI-9203
	Número de canales	8
	Tipo de señal de entrada	Corriente
	Incertidumbre (mA)	± 20
	Señal de entrada (mA)	4 a 20

Todos los datos transferidos por el adquisidor al PC se pueden monitorear en tiempo real mediante el software programado en entorno LABVIEW, además los datos se pueden grabar en un archivo Excel para su posterior análisis. La interfaz gráfica del software usado en esta aplicación se puede apreciar en la Imagen 4.17.

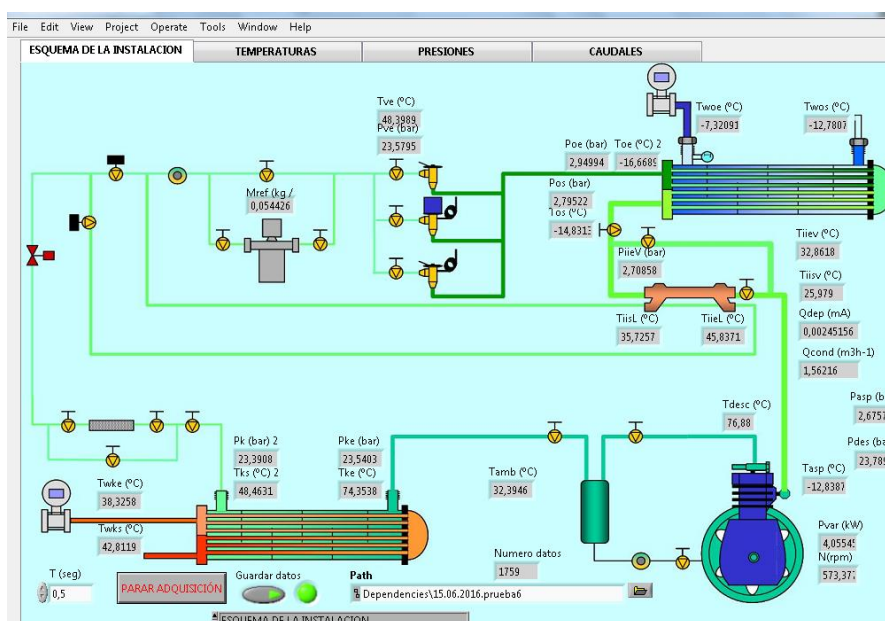


Imagen 4.17. La interfaz gráfica del software usado en la adquisición de datos

4.3. Metodología

Existen dos pasos fundamentales dentro de la metodología para los ensayos experimentales de refrigerantes en bancos de pruebas: la toma de datos y la validación de estos.

4.3.1. La toma de datos

Para la realización de los ensayos experimentales se ha seguido la normativa AHRI 550/590, (Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute AHRI, 2003). Además, se utilizan los procedimientos de investigaciones similares anteriores en el área de sistemas de refrigeración mediante ciclo de compresión de vapor.

La normativa establece que los ensayos se deben realizar cuando las condiciones de instrumentación y carga se encuentren en estado estacionario. Además, se deben realizar tres ensayos de cada condición, y se deben tomar intervalos de 5 minutos grabándose también otros datos como: las revoluciones a las que gira el motor, el voltaje y la corriente para todas las fases de los motores eléctricos, así como la temperatura ambiental.

Dicha normativa establece también los siguientes intervalos máximos. En el evaporador, la desviación de medida del caudal no debe ser mayor a $\pm 5\%$ de la especificada. La variación de la medida de temperatura del agua a la salida del evaporador no debe ser mayor que $0,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($0,5\text{ }^{\circ}\text{F}$). En el condensador enfriado por agua, la desviación de medida del caudal no debe ser mayor a $\pm 5\%$ de la especificada. La variación de la medida de temperatura del agua a la entrada del condensador no debe ser mayor que $0,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($0,5\text{ }^{\circ}\text{F}$). Las medidas de voltaje de las máquinas eléctricas deben tener una tolerancia no mayor a $\pm 10\%$ y las medidas de frecuencia deben tener una tolerancia no mayor a $\pm 1\%$.

Según la investigación de Navarro-Esbrí et al. (2013) el procedimiento para realizar los ensayos consiste en alcanzar el estado estacionario del sistema. Alcanzado el estado estacionario se toman 20 minutos de datos, con periodos entre cada muestra de 0,5 segundos, en el cual las medidas de temperaturas deben tener una variación máxima de $\pm 0,5\text{ K}$. Las presiones tanto de evaporación como de condensación deben estar en un intervalo de $\pm 2,5\text{ kPa}$ y el caudal másico de refrigerante debe estar entre $\pm 0,0005\text{ kg/s}$. El número de mediciones mínimas que se obtienen por tanto en el ensayo estacionario es de 600 mediciones.

Cuando las condiciones operativas del condensador y evaporador han sido alcanzadas, el recalentamiento y el subenfriamiento son los óptimos y el estado estacionario es alcanzado, se procede a grabar los datos durante 20 minutos y de estos se toman los 5 minutos más estables para el análisis de los parámetros comparativos mediante el software REFPROP 9.1.

Al cambiar de refrigerante el sistema, se debe realizar un procedimiento de tipo *drop-in* (sustitución directa) que permite cambios menores. Se inicia primero mediante la

extracción del refrigerante por medio de una recuperadora, y cuando esté cerca de alcanzar la presión de vacío, se debe conectar una bomba de vacío para vaciar de refrigerante completamente la instalación. El proceso de vacío debe continuar hasta que la presión interior disminuya por debajo de 500 micras de mercurio (presión absoluta 67 Pa).

Posteriormente se debe inyectar gas nitrógeno al sistema para eliminar cualquier rastro de gas no condensable. Luego se procede a sacar el nitrógeno y formar vacío dentro del sistema con la bomba de vacío nuevamente y finalmente se procede a introducir el nuevo refrigerante, iniciando con una carga del 80% del refrigerante base (en este caso R404A) e incrementando en pasos de 0.2 kg hasta alcanzar un subenfriamiento de 2 K en condiciones intermedias de operación.

4.3.2. Validación de datos

Una vez grabado el ensayo a las condiciones operativas deseadas, se debe determinar qué tramo de 5 minutos del ensayo cumple con los requerimientos de la normativa. En las Imágenes 4.18, 4.19, 4.20, 4.21 y 4.22 se presentan las gráficas de las diferentes variables a controlar de un ensayo validado.

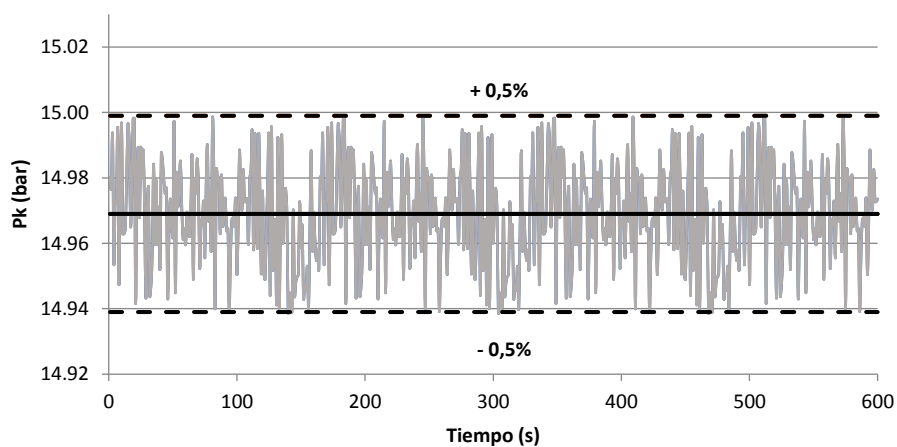


Imagen 4.18. Presión de condensación de un ensayo monitoreado en estado estacionario

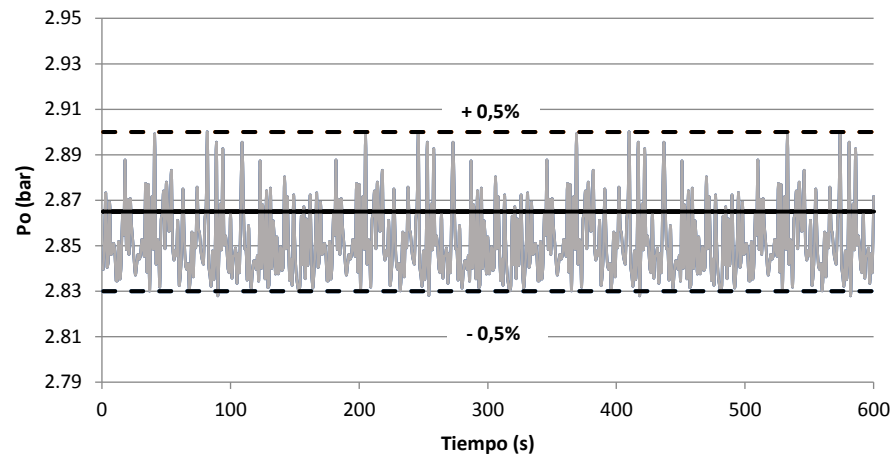


Imagen 4.19. Presión de evaporación de un ensayo monitoreado en estado estacionario

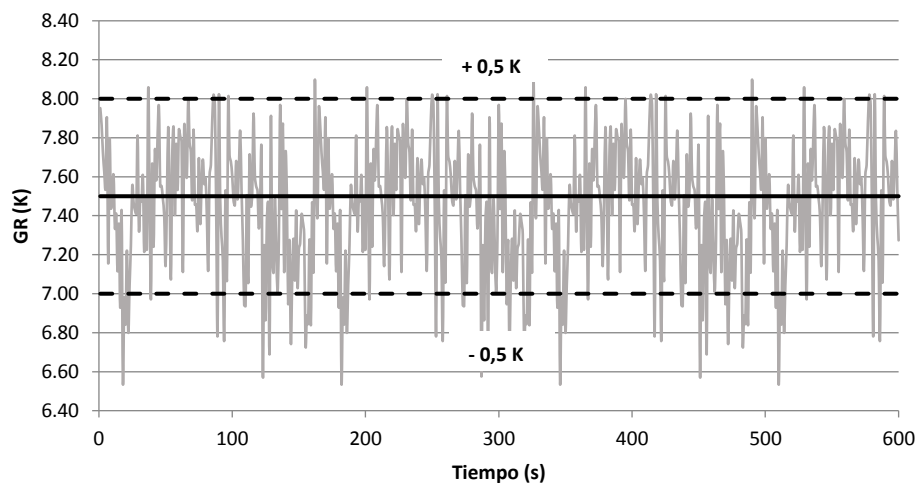


Imagen 4.20. Grado de recalentamiento de un ensayo monitoreado en estado estacionario

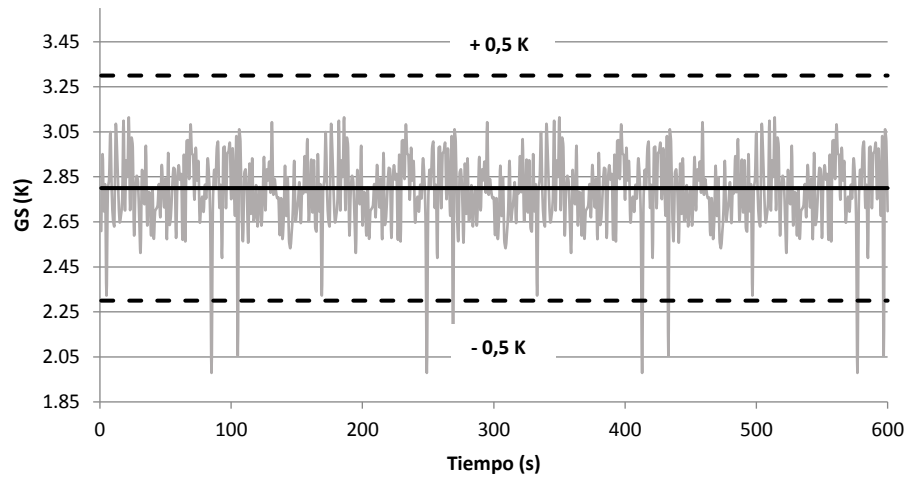


Imagen 4.21. Grado de subenfriamiento de un ensayo monitoreado en estado estacionario

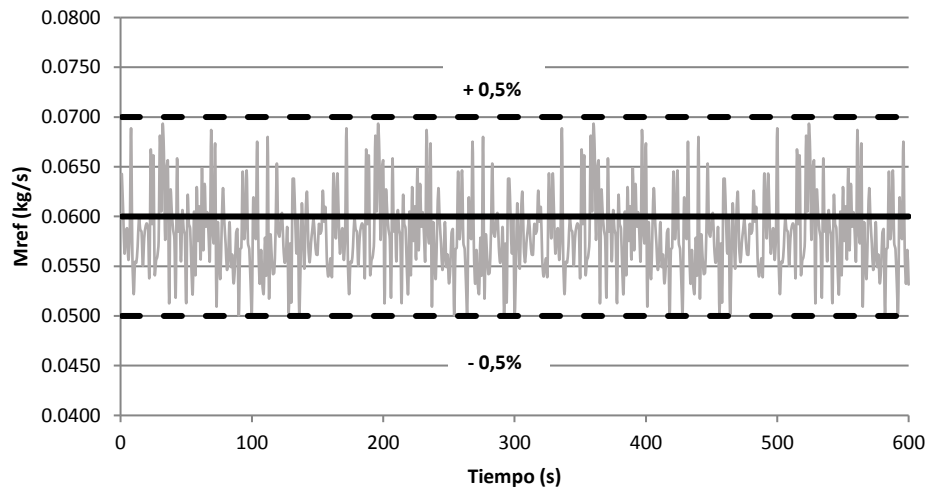


Imagen 4.22. Caudal másico de refrigerante de un ensayo monitoreado en estado estacionario

4.4. Condiciones operativas

Los ensayos experimentales deben realizarse en las mismas condiciones operativas en las que se simuló en análisis teórico con el objetivo de poder utilizar dichas simulaciones como principio de análisis. Las condiciones operativas de los ensayos experimentales son las siguientes:

- Las temperaturas de evaporación: son las temperaturas típicas a las que se trabaja en refrigeración comercial, que corresponden a las temperaturas de congelación y las de conservación de alimentos: -30, -21,5 y -13 °C.
- Las temperaturas de condensación son las temperaturas propias de condiciones de invierno y verano para países con condiciones ambientales cálidas: 32, 39,5 y 47 °C.
- Se toma un grado de recalentamiento de 7 K, permitiendo una variación máxima de ± 1 K entre ensayos. Esta regulación se la hace mediante la válvula de expansión termostática.
- Se toma un grado de subenfriamiento de 2 K, permitiendo una variación máxima de ± 1 K entre ensayos. A tal efecto, a condiciones intermedias, se carga el refrigerante hasta obtener 2 K de subenfriamiento.
- El lubricante utilizado en el sistema es de tipo sintético POE y fue el mismo lubricante utilizado para todos los ensayos realizados con todos los refrigerantes. Este lubricante es el recomendado por los proveedores de los refrigerantes.
- Debido al efecto del deslizamiento de temperaturas en los intercambiadores de calor de los refrigerantes ensayados, las temperaturas de evaporación y condensación, así como el grado de recalentamiento se ajusta mediante las ecuaciones usadas en el capítulo 3 “Estudio Teórico”.
- Los ensayos son realizados en primera instancia a 50 Hz de régimen de giro del motor del compresor y sin accionar el II, posteriormente se realizan ensayos con el II trabajando. Finalmente se realizan ensayos a 35 Hz de régimen de giro con y sin II trabajando.

4.5. Metodología para el análisis de resultados

Para llevar a cabo el análisis de resultados se deben realizar observaciones comparativas de los diferentes parámetros tales como el caudal másico de refrigerante, la capacidad frigorífica, el COP y la temperatura de descarga entre los refrigerantes analizados.

El caudal másico real de refrigerante es medido por medio de un caudalímetro másico Coriolis. El caudal másico teórico de los refrigerantes se calcula usando las Ecuaciones 3. 8 y 3. 9 y a partir de este cálculo se puede conocer el rendimiento volumétrico del compresor, el cual se lo obtiene mediante la Ecuación 4. 2.

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{m}_{ref-real}}{\dot{m}_{ref-teórico}} \quad \text{Ecuación 4. 2}$$

Donde:

$\dot{m}_{ref-real}$ = caudal másico de refrigerante experimental (kg/s)

$\dot{m}_{ref-teórico}$ = caudal másico de refrigerante teórico (kg/s)

La capacidad frigorífica experimental es calculada utilizando la Ecuación 4. 3.

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_{ref-real}(h_{salida,o} - h_{entrada,TXV}) \quad \text{Ecuación 4. 3}$$

Donde:

$h_{salida,o}$ = entalpía de salida del evaporador (kJ/kg)

$h_{entrada,TXV}$ = entalpía de entrada de la válvula de expansión termostática. (kJ/kg)

Para el análisis de la capacidad frigorífica en el evaporador se calcula la entalpía de entrada que es la misma que la entalpía a la entrada de la válvula de expansión debido a que se considera que la válvula de expansión funciona con un proceso isoentálpico. La entalpía de salida del evaporador es calculada mediante la presión y la temperatura en ese punto. La diferencia entre las entalpías de salida y entrada del evaporador es conocido como el efecto refrigerante.

El cálculo de las incertidumbres es sumamente importante para determinar la veracidad de los datos experimentales. La Tabla 4. 10 presenta las incertidumbres calculadas de la capacidad frigorífica de los refrigerantes a 50 Hz con y sin II y la Tabla 4. 11 presenta las incertidumbres para un régimen de giro de 35 Hz.

Tabla 4. 10. Incertidumbres calculadas para el parámetro capacidad frigorífica a 50 Hz con y sin II

Frecuencia (Hz)	Refrigerante	II	T _k (K)	T _o (K)	Q _o
50	R404A	NO	320,15	260,15	5,04%
			320,15	251,65	5,04%
			320,15	243,15	5,05%
			312,65	260,15	5,03%
			312,65	251,65	5,04%
			312,65	243,15	5,04%
			305,15	251,65	5,02%
			305,15	243,15	5,03%
50	R404A	SI	312,65	260,15	5,02%
			312,65	243,15	5,03%
			305,15	254	5,02%
			305,15	243,15	5,05%
50	R454C	NO	320,15	260,15	5,05%
			320,15	251,65	5,05%
			320,15	243,15	5,11%
			312,65	260,15	5,02%
			312,65	251,65	5,16%
			312,65	243,15	5,06%
			305,15	251,65	5,03%
			305,15	243,15	5,05%
50	R454C	SI	312,65	260,15	5,03%
			312,65	243,15	5,13%
			305,15	246	5,15%
			305,15	243,15	5,18%

50	R455A	NO	320,15	260,15	5,02%
			320,15	251,65	5,13%
			320,15	243,15	5,15%
			312,65	260,15	5,02%
			312,65	251,65	5,02%
			312,65	243,15	5,25%
			305,15	247	5,12%
			305,15	243,15	5,08%
50	R455A	SI	312,65	260,15	5,09%
			312,65	243,15	5,11%
			305,15	246	5,01%
			305,15	243,15	5,13%

Tabla 4. 11. Incertidumbres calculadas para el parámetro capacidad frigorífica a 35 Hz con y sin II

Frecuencia (Hz)	Refrigerante	II	T _k (K)	T _o (K)	Q _o
35	R404A	NO	312,65	260,15	5,03%
			312,65	243,15	5,04%
			305,15	254	5,02%
			305,15	243,15	5,04%
35	R404A	SI	312,65	260,15	5,02%
			312,65	243,15	5,13%
			305,15	254	5,02%
			305,15	243,15	5,02%
35	R454C	NO	312,65	260,15	5,15%
			312,65	243,15	5,09%
			305,15	254	5,08%
			305,15	243,15	5,13%
35	R454C	SI	312,65	260,15	5,18%
			312,65	243,15	5,13%
			305,15	254	5,01%

Estudio de fluidos fluorados de bajo potencial de calentamiento atmosférico para aplicaciones de baja temperatura en refrigeración comercial

			305,15	243,15	5,14%
35	R455A	NO	312,65	260,15	5,02%
			312,65	243,15	5,20%
			305,15	254	5,02%
			305,15	243,15	5,27%
35	R455A	SI	312,65	260,15	5,02%
			312,65	243,15	5,04%
			305,15	254	5,01%
			305,15	243,15	5,10%

Una forma de validar los ensayos realizados es mediante el balance de la capacidad frigorífica en el evaporador tanto del lado del refrigerante y del lado del circuito secundario agua/glicol. En la Imagen 4.23 se puede apreciar este balance energético.

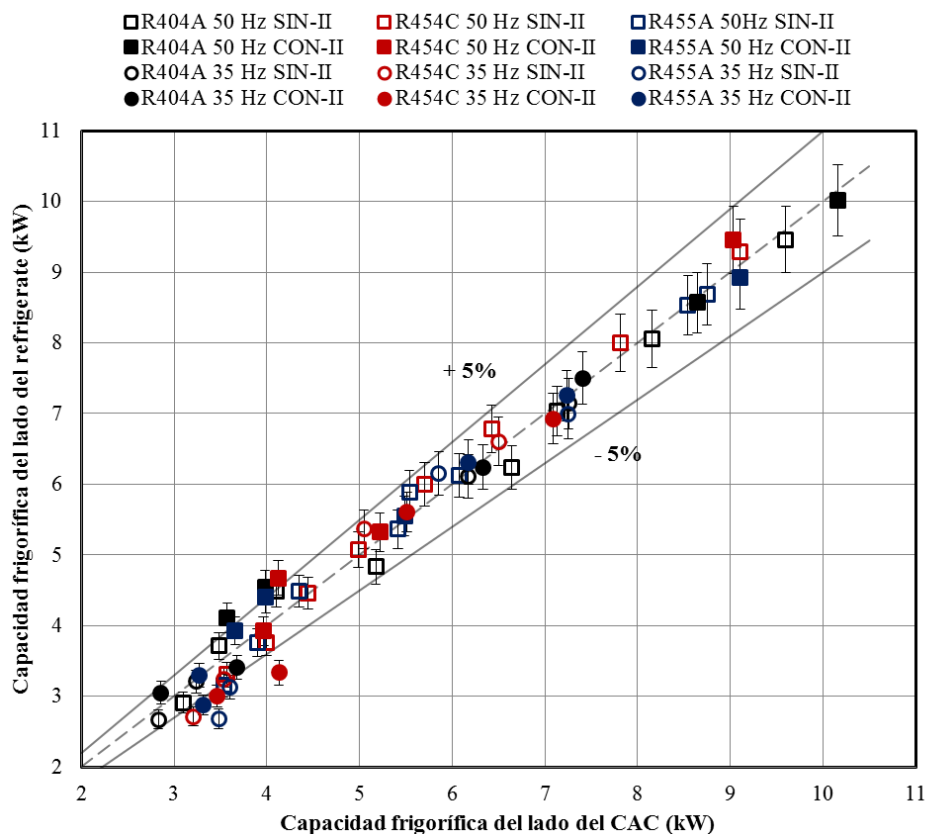


Imagen 4.23. Balance energético evaporador lado del refrigerante y lado de mezcla agua/glicol

La energía eléctrica consumida por el motor del compresor es medida por un vatímetro digital.

El coeficiente de desempeño energético de un sistema de refrigeración, COP, se introdujo en el capítulo 3 como la relación entre la capacidad frigorífica y la potencia entregada por el compresor al refrigerante (Ecuación 3. 7).

Además de los parámetros anteriormente mencionados se midió la temperatura de descarga a la salida del compresor mediante un termopar tipo K.

Para facilitar la comparación entre los parámetros de los distintos refrigerantes se tomó como referencia los datos medidos con el refrigerante R404A; los datos de las nuevas alternativas fueron comparados utilizando las Ecuaciones 3. 11, 3. 12 y 3. 13. Para

comparar los parámetros del sistema con y sin II se utilizaron las Ecuaciones 3. 14, 3. 15 y 3. 16.

4.6. Conclusiones

En este capítulo se describen los equipos utilizados para realizar los ensayos experimentales con los refrigerantes, la metodología seguida y el procedimiento de validación de los datos.

Para realizar los ensayos experimentales se utilizó un banco de pruebas de refrigerantes el cual está provisto de un circuito principal y dos secundarios (que mantienen estables las condiciones operativas del evaporador y del condensador). El circuito principal está equipado un compresor alternativo, con un evaporador de placas y un condensador de carcasa y tubo, una válvula de expansión termostática, y un II que puede ser activado mediante un conjunto de válvulas.

Todo el sistema se encuentra monitoreado en tiempo real por 16 termopares tipo K, 8 transductores de presión, un medidor de caudal másico de tipo Coriolis, dos caudalímetros volumétricos, un analizador de redes, dos sondas diferenciales de presión y un sensor inductivo. Todas las señales de los sensores llegan a un adquisidor y posteriormente los datos son enviados a un PC en el cual se graba la información.

La metodología seguida para realizar los ensayos fue tomada de la normativa AHRI 550/590 completada con procedimientos utilizados en investigaciones similares. Las mediciones se realizaron cuando las condiciones de instrumentación y de carga se encontraban en estado estacionario. Se realizaron tres ensayos de cada condición tomando intervalos de 5 minutos cada uno. Por otro lado, se realizaron ensayos a diferentes condiciones de régimen de giro de 35 y 50 Hz, con y sin II.

Las temperaturas de evaporación fueron 243,15; 251,65; y 260,15 K con el objetivo de ensayar temperaturas de conservación y congelación de alimentos. Para las temperaturas de condensación, se tomaron 305,15; 312,65; y 320,15 K con el fin de alcanzar temperaturas de condensación de climas cálidos. El recalentamiento fue estimado en 7 K y el subenfriamiento medio para todas las condiciones ensayadas fue 2 K.

Capítulo 5

Análisis de resultados

5.1. Consideraciones

El objetivo de este capítulo es determinar si las nuevas alternativas al refrigerante R404A son energéticamente eficientes y no presentan limitaciones en su funcionamiento. Para ello se muestra un análisis experimental comparativo entre el R404A y sus alternativas. Además de los parámetros tratados anteriormente como caudal másico de refrigerante, capacidad frigorífica, COP y temperatura de descarga, se analizaron otros parámetros adicionales necesarios como el rendimiento volumétrico y la tasa de compresión.

5.2. Caudal másico

Como se mencionó en el análisis teórico, el caudal másico depende en gran medida de la densidad de aspiración del refrigerante y esta depende de la temperatura y presión de evaporación. Sin embargo, hay otros factores que también influyen en el valor de este parámetro como el rendimiento volumétrico y el grado de recalentamiento, lo que determina cambios en la densidad de aspiración y por tanto en el caudal másico.

Para analizar los cambios del caudal másico en el sistema se estudiaron el comportamiento de esta variable en las siguientes condiciones: régimen de giro de 50 Hz y sin II, régimen de giro de 50 Hz con y sin II y régimen de giro de 35 Hz con y sin II.

50 Hz y sin II

En el capítulo 3, se había supuesto el rendimiento volumétrico considerando una expansión isentrópica. En este caso, se puede medir el rendimiento volumétrico real mediante la Ecuación 4. 2. Generalmente, el rendimiento volumétrico muestra linealidad con la tasa de compresión para todas las condiciones analizadas. De esta manera en la

Imagen 5.1 se aprecia el comportamiento del rendimiento volumétrico con la evolución de la tasa de compresión.

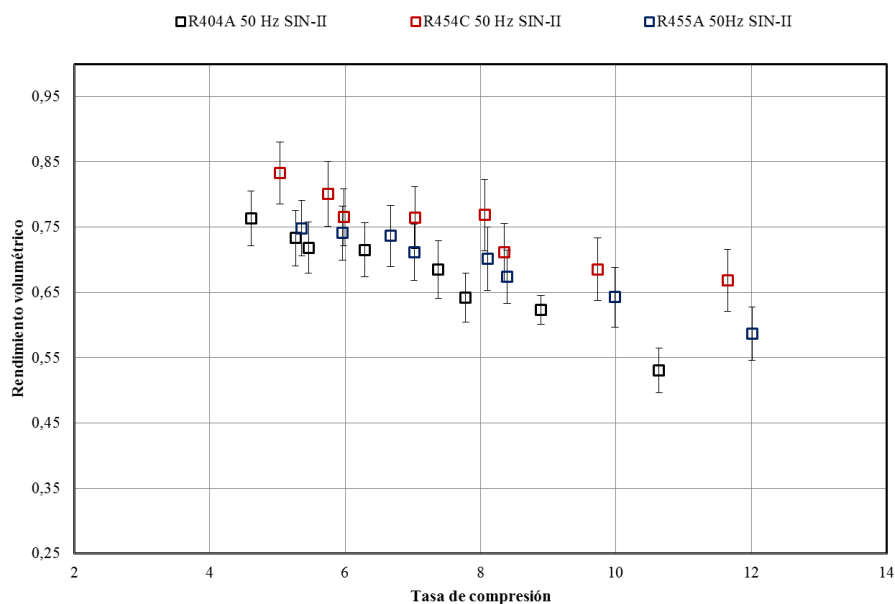


Imagen 5.1. Rendimiento volumétrico respecto a la tasa de compresión a 50 Hz y sin II

En la Imagen 5.1 se observa como el rendimiento volumétrico desciende con el aumento de la tasa de compresión, tal y como es esperado. La tendencia de los puntos muestra como el R454C tiene los rendimientos volumétricos más altos, y después la otra alternativa R455A (considerando la misma tasa).

Cabe mencionar que el R404A, a pesar de ser un refrigerante validado para este tipo de compresor, presenta los rendimientos volumétricos más bajos. También se debe señalar que mientras mayores son las tasas de compresión, mayores son las diferencias de rendimientos volumétricos entre los refrigerantes. Esto se debe principalmente a que una presión de descarga alta causa que la masa que contiene el espacio muerto en el cilindro del pistón al final de la compresión sea mayor y también una admisión baja causa que la masa contenida en el espacio muerto produzca que el espacio muerto reexpandido aumente.

La Imagen 5.2 presenta los valores experimentales del caudal másico de los refrigerantes a régimen del motor de 50 Hz y sin II.

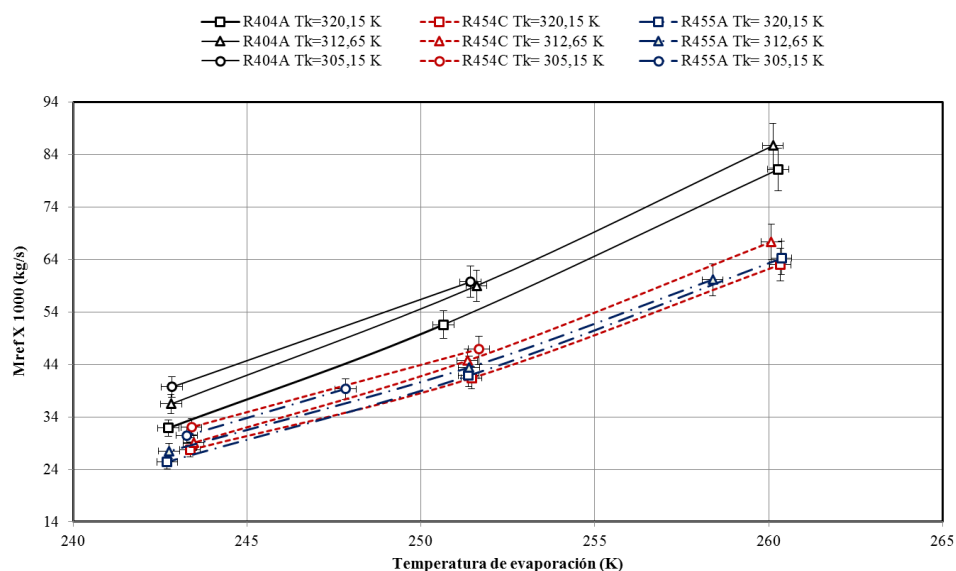


Imagen 5.2. Caudales másicos de los refrigerantes a 50 Hz y sin II

Los caudales másicos experimentales del R454C y del R455A son menores a los del R404A tal y como era esperado en el análisis teórico. La variación de este parámetro está entre -12,8 y -24,2% para el R454C y entre -18,8 y -29,8% para el R455A. En los dos casos la reducción de los datos experimentales es menor que en el caso teórico. Mientras los caudales másicos de las alternativas tienen una disminución apreciable con el R404A, las diferencias entre los caudales másicos del R454C y el R455A son prácticamente nulas.

El caudal másico teórico es siempre mayor que el caudal másico experimental debido al compresor alternativo y en especial a la presencia del espacio muerto lo que produce una disminución en el caudal volumétrico.

En la Imagen 5.3 se presentan los valores de rendimiento volumétrico de los refrigerantes que han sido calculados mediante la Ecuación 4. 2, esta vez según las temperaturas operativas.

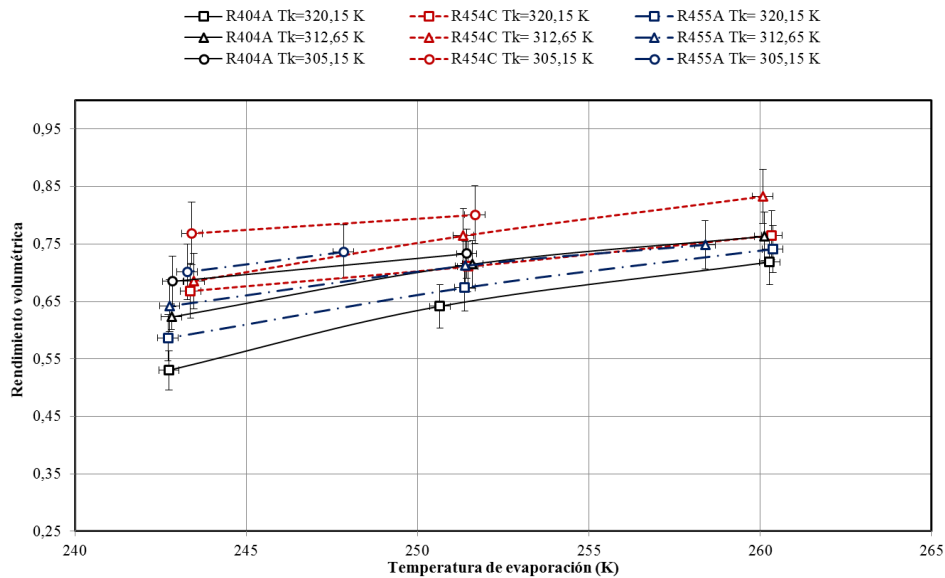


Imagen 5.3. Rendimiento volumétrico de los refrigerantes a 50 Hz y sin II

La Imagen 5.3 confirma lo que se observó en la Imagen 5.1 donde los rendimientos volumétricos de los refrigerantes descienden cuando aumenta la tasa de compresión y que estos rendimientos son mayores para el R454C que para el R455A.

Un factor importante en el proceso de compresión es que no es perfectamente adiabático, lo que permite que el refrigerante gane calor en el proceso de admisión, disminuya la densidad y como efecto disminuya el caudal másico.

Existen otros factores que afectan el caudal másico del sistema debido a la compresión como por ejemplo la inercia en el proceso de compresión, pérdidas de carga debido a las válvulas del compresor (admisión y descarga), fugas presentes en el proceso de compresión, presencia de lubricantes o elementos no condensables. Todos estos factores ocasionan que los procesos de admisión y expansión no se ajusten a los obtenidos en el estudio teórico.

El caudal másico también depende en gran medida de la densidad del refrigerante en aspiración. La Imagen 5.4 presenta los valores de la densidad en aspiración de los refrigerantes analizados.

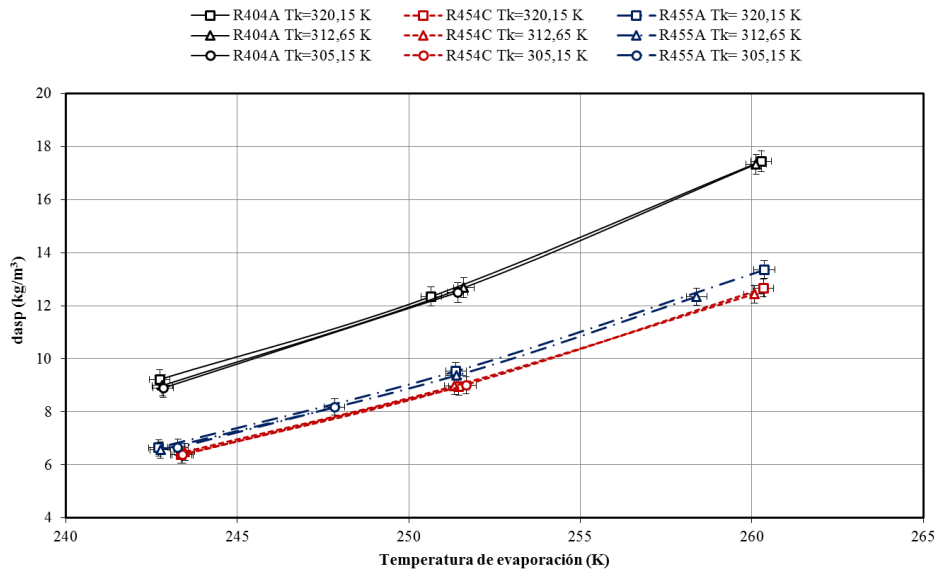


Imagen 5.4. Densidades de aspiración de los refrigerantes a 50 Hz y sin II

La Imagen 5.4 presenta los valores experimentales de las densidades de aspiración. Se aprecia que las densidades más altas son las del R404A, después están las densidades del R455A y R454C, las cuales son muy similares entre sí. De esta manera se explica cómo los caudales de masa del R404A son mayores a los de las alternativas.

A pesar de que las densidades de aspiración del R455A son mayores que las del R454C, los rendimientos volumétricos del R454C son mayores que los del R455A y esto hace que se compensen y los caudales máscicos de ambos sean prácticamente iguales.

50 Hz con y sin II

La Imagen 5.5 muestra el comportamiento del rendimiento volumétrico con relación a la tasa de compresión del sistema a 50 Hz de régimen de giro, trabajando con y sin II.

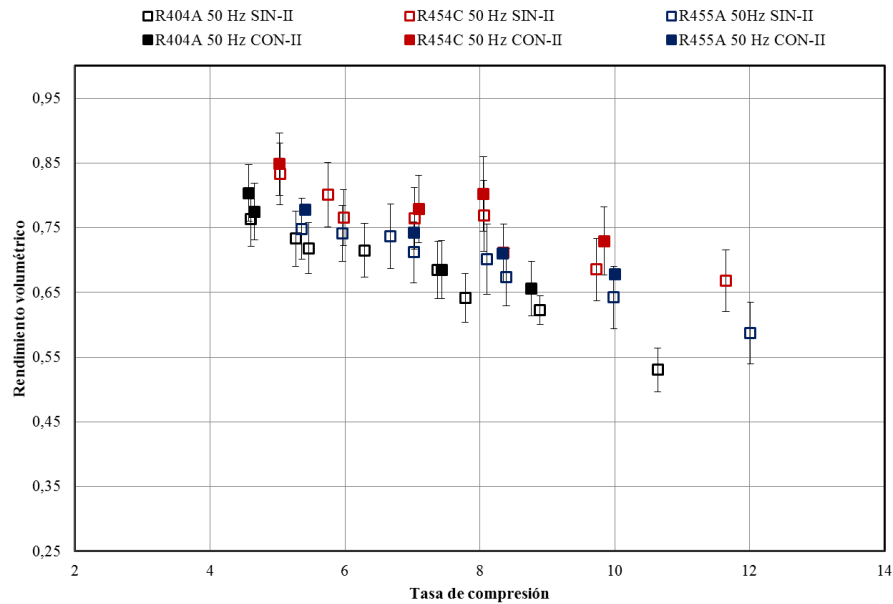


Imagen 5.5. Rendimiento volumétrico respecto a la tasa de compresión a 50 Hz con y sin II

En la Imagen 5.5 se puede apreciar que al igual que en el caso anterior el rendimiento volumétrico disminuye al aumentar la tasa de compresión. Otro aspecto importante es que los rendimientos volumétricos se incrementan al trabajar con II. Además, los mayores rendimientos volumétricos pertenecen al R454C después se encuentra el R455A y posteriormente el R404A.

La Imagen 5.6 presenta las medidas experimentales del caudal másico de los refrigerantes a 50 Hz con y sin II.

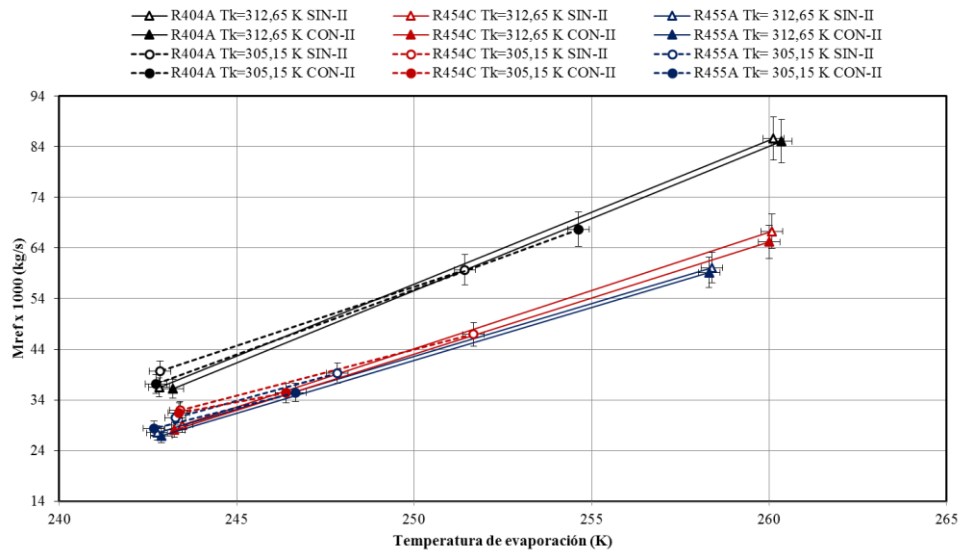


Imagen 5.6. Caudales másicos de los refrigerantes a 50 Hz con y sin II

Al accionar el II a 50 Hz se puede apreciar que el caudal másico de los refrigerantes disminuye con relación a su ciclo básico. Sin embargo, se observa que a bajas temperaturas de evaporación los caudales másicos con y sin II son similares. Para el R454C las reducciones de caudales másicos experimentales con relación a su ciclo básico están entre el -1,7% y el -3% y para el R455A están entre el -1,5% y el -6,8%.

La Imagen 5.7 presenta los valores del rendimiento volumétrico de los refrigerantes a 50 Hz sin y con II.

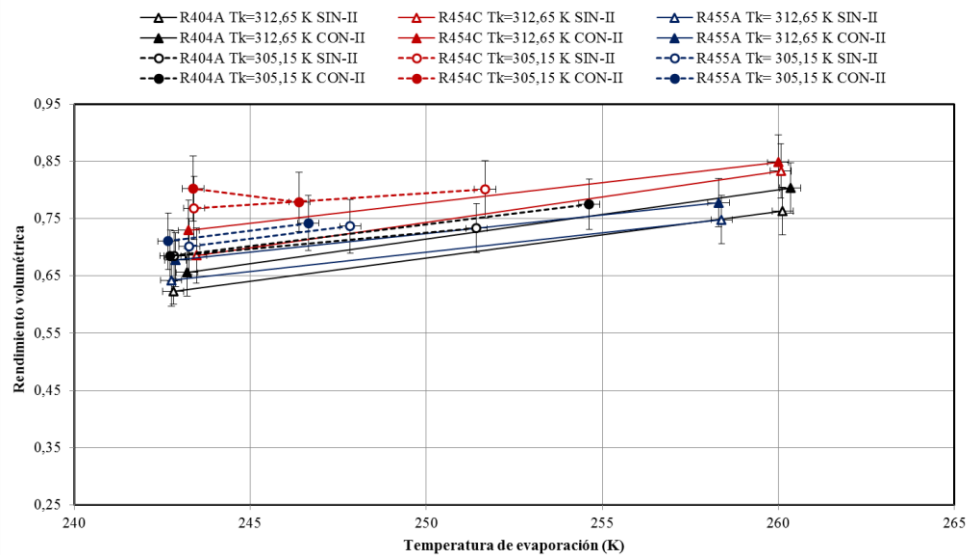


Imagen 5.7. Rendimiento volumétrico de los refrigerantes a 50 Hz con y sin II

Los rendimientos volumétricos de los refrigerantes se incrementan cuando se acciona el II para todas las condiciones. Además, si se mantiene fija la temperatura de condensación los rendimientos volumétricos se incrementan al aumentar la temperatura de evaporación.

La Imagen 5.8 presenta los valores de la densidad de aspiración de los refrigerantes con régimen de giro de 50 Hz con y sin II.

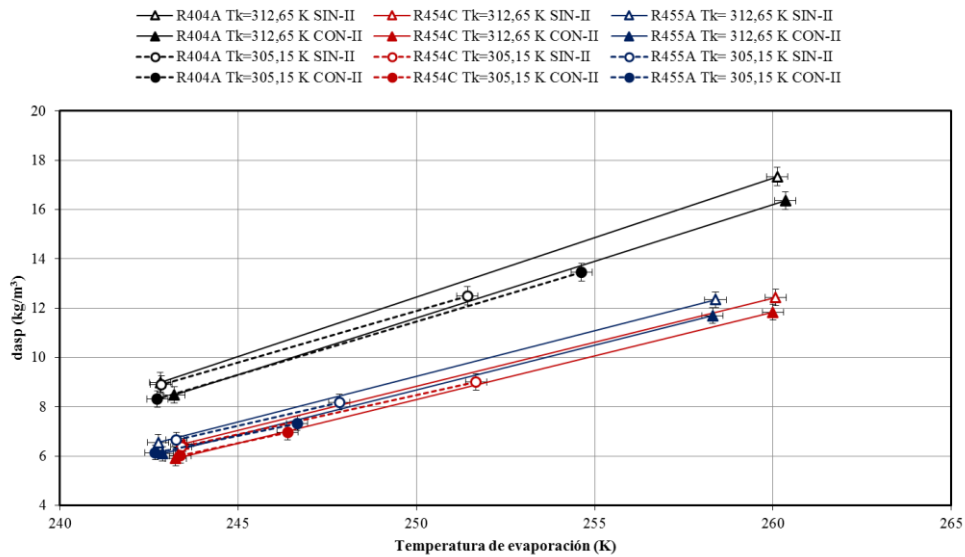


Imagen 5.8. Densidad en aspiración de los refrigerantes a 50 Hz con y sin II

En el apartado anterior se mencionó que la variable que más influye en el caudal másico es la densidad en aspiración, por lo que al accionar el II hay un incremento en la temperatura de aspiración lo que determina un decrecimiento en la densidad y esto a su vez una disminución en el caudal másico de todos los refrigerantes analizados.

35 Hz con y sin II

La Imagen 5.9 muestra el comportamiento del rendimiento volumétrico con relación a la tasa de compresión del sistema a 35 Hz de régimen de giro trabajando con y sin II.

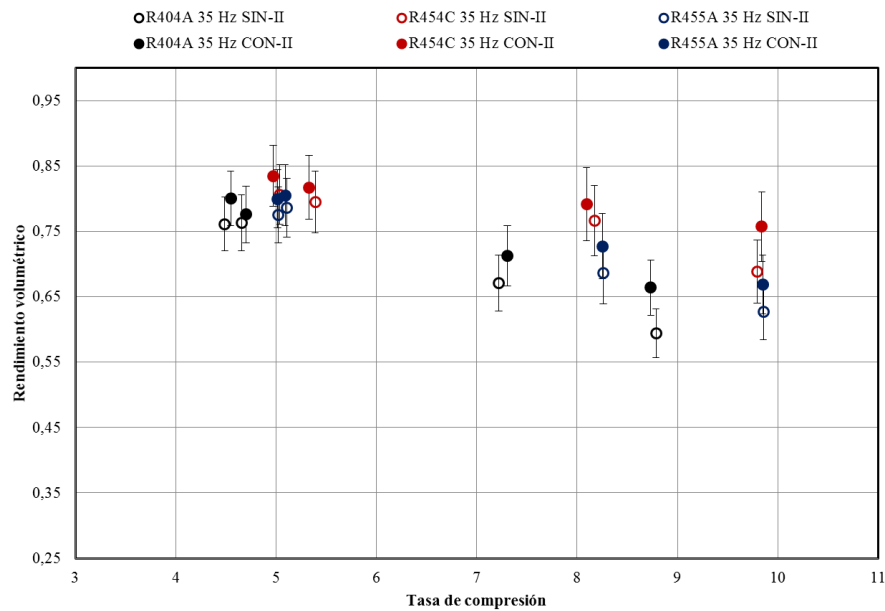


Imagen 5.9. Rendimiento volumétrico respecto a la tasa de compresión a 35 Hz con y sin II

Como en los casos anteriores, al accionar el II el rendimiento volumétrico aumenta y mientras mayor es la tasa de compresión menor es el rendimiento volumétrico.

La Imagen 5.10 presenta los valores del rendimiento volumétrico de los refrigerantes a 35 Hz sin y con II.

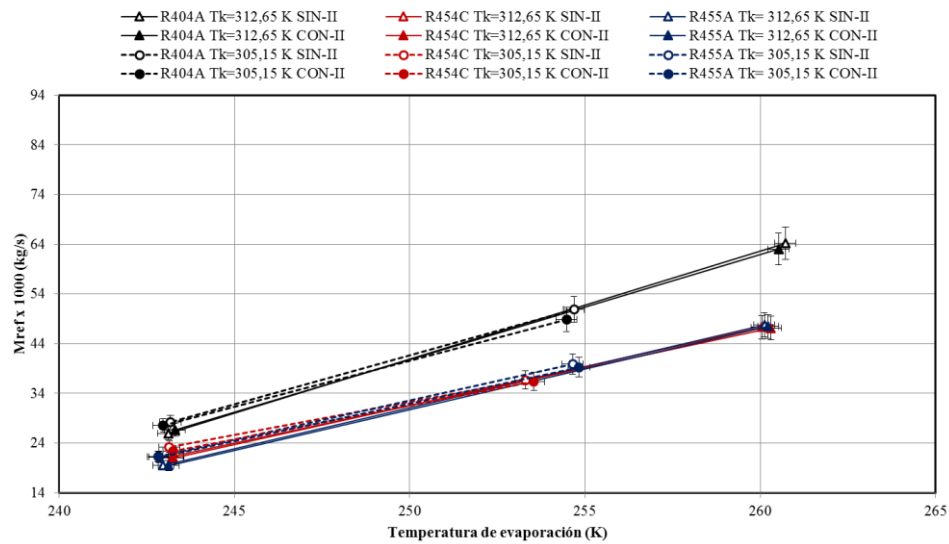


Imagen 5.10. Caudales máscicos de los refrigerantes a 35 Hz con y sin II

El R454C tiene reducciones en su caudal máscico entre -17,7 y el -26,3% con relación al refrigerante de referencia, mientras el R455A tiene reducciones entre -23 y -27%. Se puede concluir que a 35 Hz las reducciones de caudal máscico experimental son mayores para el R455A que para el R454C.

La Imagen 5.11 presenta los valores del rendimiento volumétrico de los refrigerantes con régimen de giro de 35 Hz con y sin II.

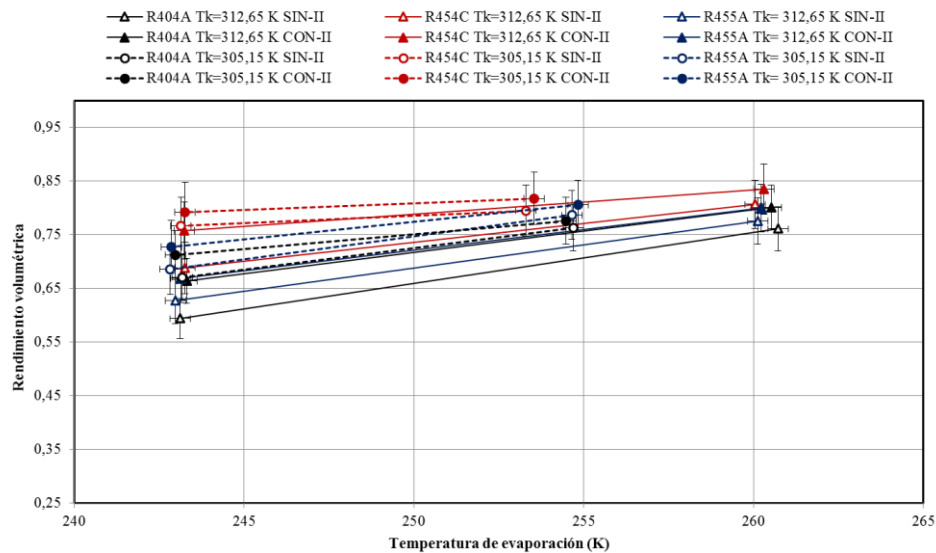


Imagen 5.11. Rendimientos volumétricos de los refrigerantes a 35 Hz con y sin II

También se puede observar que en todos los casos los rendimientos volumétricos del sistema trabajando a 50 Hz y 35 Hz son similares.

Las Tablas 5. 1, 5. 2, y 5. 3 presentan los rendimientos volumétricos para las condiciones ensayadas en esta investigación.

En la Imagen 5.12 se presentan los valores de la densidad de aspiración del refrigerante del sistema trabajando a 35 Hz con y sin II.

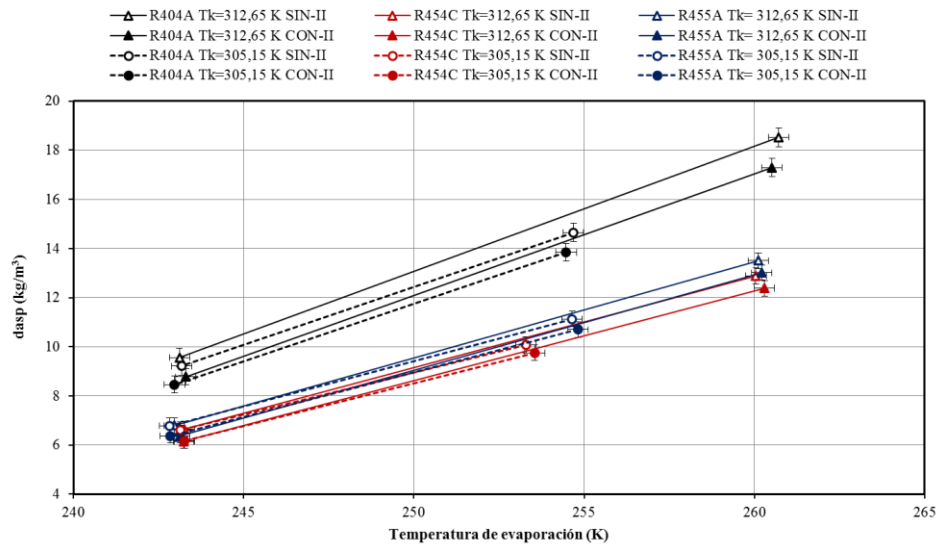


Imagen 5.12. Rendimientos volumétricos de los refrigerantes a 35 Hz con y sin II

Para este caso, el factor que más influye en el caudal másico es el caudal volumétrico ya que al trabajar a menor régimen de giro del motor el caudal volumétrico es proporcionalmente menor y por lo tanto el caudal másico también es menor. Debido a esto, el caudal másico trabajando a 50 Hz es mayor que trabajando a 35 Hz.

5.3. Capacidad frigorífica

La capacidad frigorífica experimental está definida como el producto entre el caudal másico experimental y la diferencia entre la entalpía de entrada y de salida del evaporador. Se observa que el caudal másico experimental influye de forma proporcional en el parámetro. Para calcular este indicador se utiliza la Ecuación 3. 5.

50 Hz y sin II

La Imagen 5.13 presenta los valores de la capacidad frigorífica de los refrigerantes.

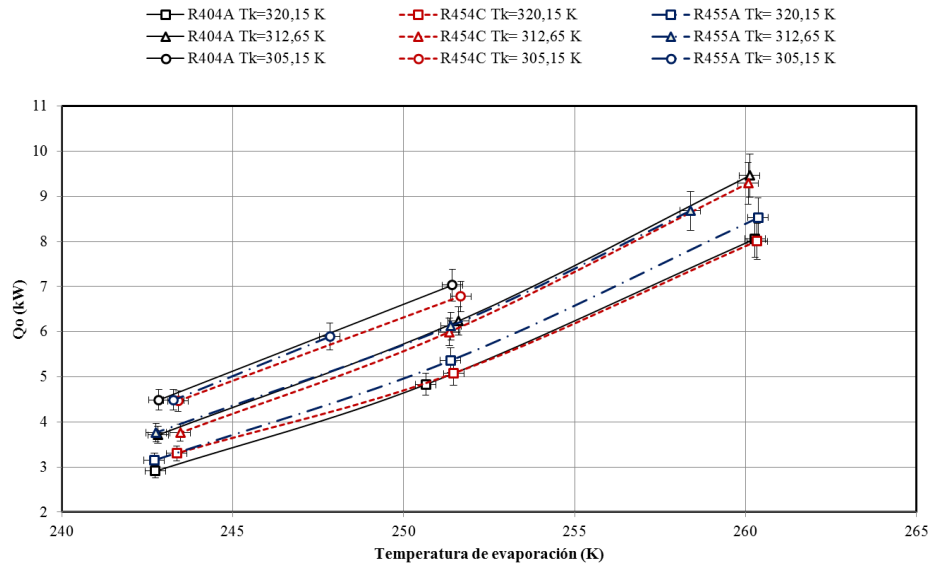


Imagen 5.13. Capacidad frigorífica de los refrigerantes a 50 Hz con y sin II

Se aprecia que los valores de la capacidad frigorífica de los tres refrigerantes son muy similares entre sí para cada condición específica. Se observa que a altas temperaturas de condensación presentan un ligero incremento con relación al del R404A y a bajas y medias temperaturas de condensación presentan un ligero descenso.

Las variaciones del R454C con relación al refrigerante de referencia no presentan una tendencia clara, ya que sus valores van desde una reducción de 3,5% hasta un incremento de 13,5%. Al igual que el caso anterior, las variaciones del R455A van desde una reducción de -8,3% hasta incremento de 11,1%.

En la Imagen 5.14 se pueden apreciar los valores del efecto refrigerante para las condiciones ensayadas.

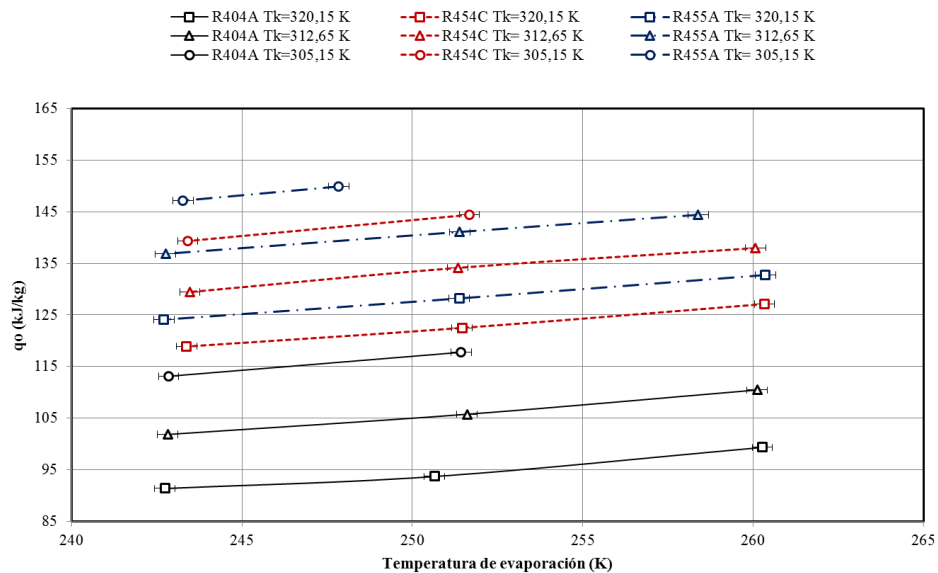


Imagen 5.14. Efecto refrigerante de los refrigerantes a 50 Hz y sin II

El efecto refrigerante aumenta ligeramente si la temperatura de evaporación aumenta y disminuye si la de condensación aumenta. La justificación para entender la influencia de la temperatura de condensación sobre el efecto refrigerante es la pendiente de la línea de líquido saturado y la línea de vapor lo que determina la diferencia sobre el efecto refrigerante.

Los menores valores del efecto refrigerante pertenecen al R404A debido a que las longitudes de las líneas isobáricas (a presión constante) entre la línea de saturación de líquido y la línea de vapor son menores que las amplitudes de las alternativas. Las líneas isobáricas del R454C presentan mayor longitud que las líneas del R455A y que las del R404A. De esta forma el calor latente de vaporización del R455A es más alto que el del R454C y que el del R404A.

A pesar de que las alternativas presentan menor caudal másico que el R404A, estas también presentan un incremento del efecto refrigerante lo que hace que las capacidades frigoríficas sean similares. Este aspecto es importante ya que debido a sus capacidades frigoríficas similares con el R404A, no es necesario un cambio de compresor para trabajar con las alternativas.

50 Hz con y sin II

En la Imagen 5.15 se presentan las capacidades frigoríficas de los refrigerantes a 50 Hz con y sin II.

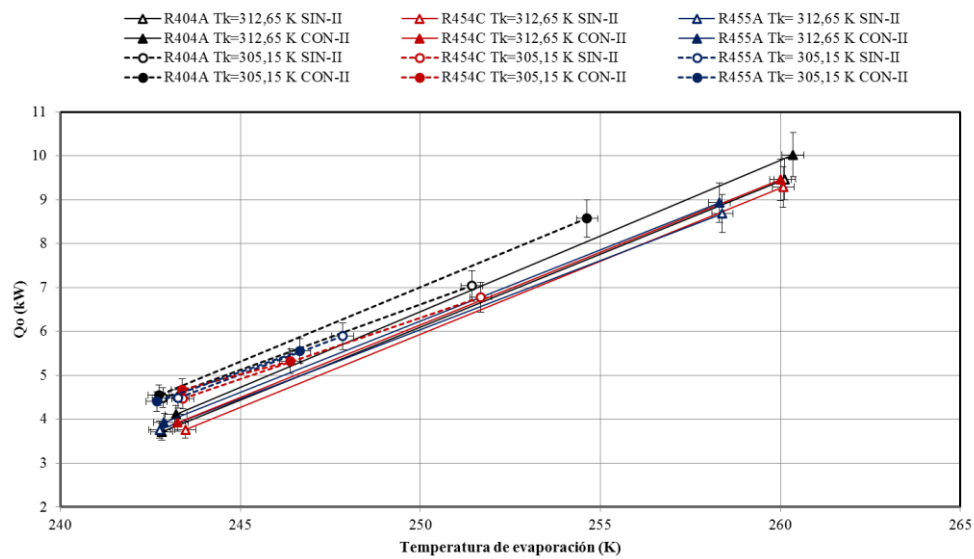


Imagen 5.15. Capacidades frigoríficas de los refrigerantes a 50 Hz con y sin II

En la mayoría de los casos, la capacidad frigorífica de las alternativas sufre un incremento al accionar el II con relación a su ciclo básico. La capacidad frigorífica del R454C se incrementa en valores entre 1,8 y 4,7%. Mientras que la del R455A presenta valores relativos entre -1,8 y 4,3%. El incremento en la capacidad frigorífica es más apreciable a altas temperaturas de evaporación.

En la Imagen 5.16 se aprecia los valores del efecto refrigerante para las condiciones ensayadas a 50 Hz con y sin II.

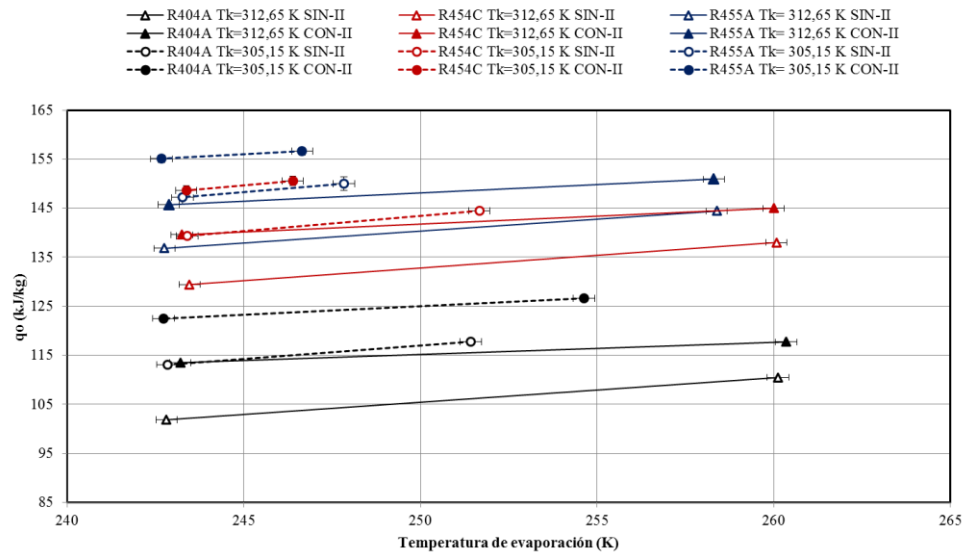


Imagen 5.16. Efecto frigorífico de los refrigerantes a 50 Hz con y sin II

El incremento del efecto refrigerante se debe a que con el intercambiador se produce un subenfriamiento a la salida del condensador, lo que permite que el refrigerante ingrese al evaporador con menor título de vapor y de esta manera el salto entálpico sea mayor que el del ciclo básico.

35 Hz con y sin II

La Imagen 5.17 presenta la capacidad frigorífica de los refrigerantes trabajando a régimen de giro del motor del compresor de 35 Hz con y sin II.

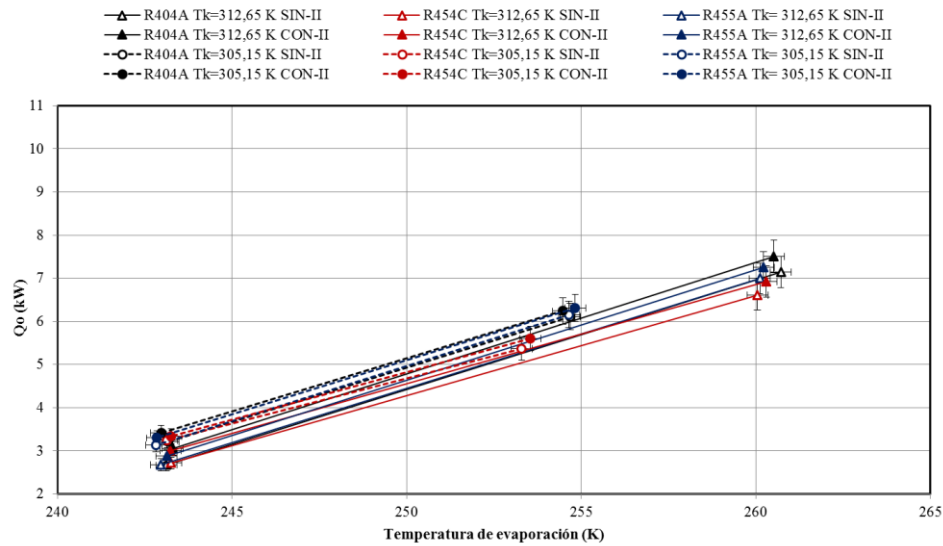


Imagen 5.17. Capacidad frigorífica de los refrigerantes a 35 Hz con y sin II

Como en el caso anterior se aprecia que al accionar el II la capacidad frigorífica se incrementa ligeramente con relación a los ciclos básicos.

Al analizar la variación de las alternativas con relación al R404A, se observa que el R454C presenta valores desde -7,7% hasta 1,6%. Mientras que el R455A presenta variaciones entre -5,8 y 0,2%.

La Imagen 5.18 muestra el efecto refrigerante de todos los refrigerantes analizados en esta tesis a 35 Hz con y sin II.

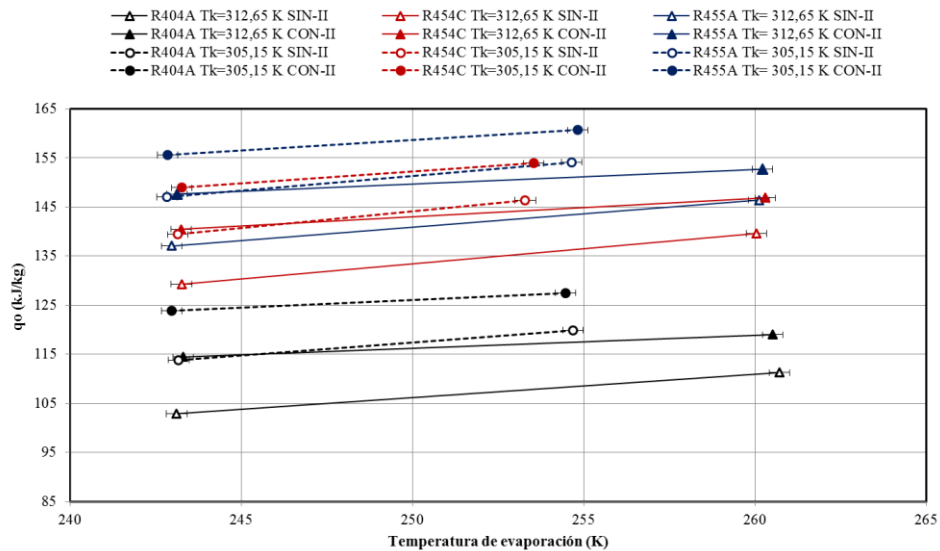


Imagen 5.18. Efecto refrigerante de los refrigerantes a 35 Hz con y sin II

Los efectos refrigerantes analizados a 35 Hz son similares a los de 50 Hz. Por lo tanto, el parámetro que influye en la capacidad frigorífica al cambiar el régimen de giro es el caudal másico.

Las capacidades frigoríficas son menores a bajos regímenes de giro que a altos. Esto se debe a que, aunque los efectos refrigerantes son similares para 35 y 50 Hz, las variaciones en el caudal másico determinan la diferencia en las capacidades frigoríficas.

De todos los casos analizados se puede decir que a pesar de que en varias condiciones se obtuvo un ligero decremento en la capacidad frigorífica, para otras se obtuvieron valores similares y hasta incrementos de este parámetro, lo que hace al R454C y al R455A alternativas potenciales para reemplazar al R404A de acuerdo a los resultados de este parámetro.

5.4. Coeficiente de rendimiento COP

El COP es la relación entre la capacidad frigorífica y la potencia entregada por el motor del compresor, por lo tanto, los parámetros que influyen en el valor de este indicador son la capacidad frigorífica y la potencia del compresor.

La capacidad frigorífica fue analizada en el apartado anterior, ahora es necesario analizar el comportamiento del compresor y los factores que influyen en este comportamiento.

La potencia teórica de compresión se define como el producto del caudal másico y la diferencia de entalpías de aspiración y descarga del refrigerante como se observa en la Ecuación 3. 6.

La potencia experimental del compresor es menor que la potencia teórica, esto se debe a que este parámetro depende del rendimiento global del compresor y está relacionada por la Ecuación 5. 1.

$$P_{c-real} = \eta_{glo} * P_{c-teórico} \quad \text{Ecuación 5. 1}$$

Donde

η_{glo} = rendimiento global del compresor

El rendimiento global del compresor está relacionado con el rendimiento isentrópico y el rendimiento electromecánico mediante la Ecuación 5. 2.

$$\eta_{glo} = \eta_i * \eta_{em} \quad \text{Ecuación 5. 2}$$

Donde

η_i = rendimiento isentrópico del compresor (-)

η_{em} = rendimiento electromecánico (-)

A continuación, las Tablas 5. 1, 5. 2 y 5. 3 contienen resúmenes de las tasas de compresión, rendimientos volumétricos y los rendimientos globales del compresor para cada condición ensayada.

Tabla 5. 1. Resumen de tasas de compresión, rendimientos volumétricos y rendimientos globales del compresor de las condiciones ensayadas a régimen de giro 50 Hz y sin II

				T _k , K					
320,15				312,65			305,15		
	TC	η_{vol}	η_{glo}	TC	η_{vol}	η_{glo}	TC	η_{vol}	η_{glo}
R404A	5,46	0,72	0,62	4,61	0,76	0,61			
	7,78	0,64	0,63	6,29	0,71	0,64	5,27	0,73	0,62
	10,64	0,53	0,64	8,89	0,62	0,64	7,38	0,68	0,65
R454C	5,98	0,77	0,65	5,04	0,83	0,67			
	8,35	0,71	0,67	7,03	0,77	0,71	5,75	0,80	0,67
	11,65	0,67	0,74	9,73	0,69	0,70	8,06	0,77	0,72
R455A	5,96	0,74	0,64	5,36	0,75	0,63			
	8,39	0,68	0,65	7,02	0,71	0,66	6,68	0,74	0,65
	12,01	0,59	0,68	9,98	0,64	0,67	8,10	0,70	0,69

Tabla 5. 2. Resumen de tasas de compresión, rendimientos volumétricos y rendimientos globales del compresor de las condiciones ensayadas a régimen de giro 50 Hz y con II

		T _k , K				
		312,65			305,15	
	TC	η_{vol}	η_{glo}	TC	η_{vol}	η_{glo}
R404A	4,57	0,80	0,64	4,66	0,77	0,63
	8,76	0,66	0,67	7,43	0,69	0,66
R454C	5,03	0,85	0,68	7,01	0,78	0,70
	9,84	0,73	0,74	8,05	0,80	0,74
R455A	5,41	0,78	0,64	7,02	0,74	0,67
	10,00	0,68	0,70	8,34	0,71	0,67

Tabla 5. 3. Resumen de tasas de compresión, rendimientos volumétricos y rendimientos globales del compresor de las condiciones ensayadas a régimen de giro 35 Hz y sin II

		T _k , K				
		312,65			305,15	
	TC	η_{vol}	η_{glo}	TC	η_{vol}	η_{glo}
R404A	4,49	0,76	0,57	4,66	0,76	0,56
	8,79	0,59	0,54	7,22	0,67	0,56
R454C	5,04	0,81	0,60	5,39	0,80	0,60
	9,80	0,69	0,61	8,17	0,77	0,63
R455A	5,02	0,78	0,58	5,11	0,79	0,57
	9,86	0,63	0,56	8,26	0,69	0,57

Para todas las condiciones ensayadas se aprecia que la tasa de compresión de las alternativas es mayor a la del refrigerante de referencia.

La Tabla 5. 4 presenta las incertidumbres calculadas del COP a 50 Hz con y sin II y la Tabla 5. 5 presenta las incertidumbres a 35 Hz con y sin II.

Tabla 5. 4. Incertidumbres calculadas para el parámetro COP a 50 Hz con y sin II

Frecuencia (Hz)	Refrigerante	II	T _k (K)	T _o (K)	COP
50	R404A	NO	320,15	260,15	5,05%
			320,15	251,65	5,05%
			320,15	243,15	5,05%
			312,65	260,15	5,04%
			312,65	251,65	5,04%
			312,65	243,15	5,04%
			305,15	251,65	5,03%
			305,15	243,15	5,03%
50	R404A	SI	312,65	260,15	5,03%
			312,65	243,15	5,03%
			305,15	254	5,02%
			305,15	243,15	5,05%
50	R454C	NO	320,15	260,15	5,06%
			320,15	251,65	5,06%
			320,15	243,15	5,11%
			312,65	260,15	5,03%
			312,65	251,65	5,16%
			312,65	243,15	5,06%
			305,15	251,65	5,03%
			305,15	243,15	5,06%
50	R454C	SI	312,65	260,15	5,04%
			312,65	243,15	5,13%
			305,15	246	5,16%

50	R455A	NO	305,15	243,15	5,19%
			320,15	260,15	5,03%
			320,15	251,65	5,14%
			320,15	243,15	5,15%
			312,65	260,15	5,02%
			312,65	251,65	5,03%
			312,65	243,15	5,26%
			305,15	247	5,13%
50	R455A	SI	305,15	243,15	5,08%
			312,65	260,15	5,09%
			312,65	243,15	5,12%
			305,15	246	5,02%
			305,15	243,15	5,14%

Tabla 5. 5. Incertidumbres calculadas para el parámetro COP a 35 Hz con y sin II

Frecuencia (Hz)	Refrigerante	II	T _k (K)	T _o (K)	COP
35	R404A	NO	312,65	260,15	5,04%
			312,65	243,15	5,04%
			305,15	254	5,03%
			305,15	243,15	5,04%
35	R404A	SI	312,65	260,15	5,03%
			312,65	243,15	5,13%
			305,15	254	5,03%
			305,15	243,15	5,03%
35	R454C	NO	312,65	260,15	5,16%
			312,65	243,15	5,09%
			305,15	254	5,09%
			305,15	243,15	5,13%
35	R454C	SI	312,65	260,15	5,19%
			312,65	243,15	5,14%
			305,15	254	5,02%

			305,15	243,15	5,15%
35	R455A	NO	312,65	260,15	5,02%
			312,65	243,15	5,21%
			305,15	254	5,02%
			305,15	243,15	5,28%
35	R455A	SI	312,65	260,15	5,02%
			312,65	243,15	5,04%
			305,15	254	5,02%
			305,15	243,15	5,10%

Para el análisis experimental del COP de los refrigerantes es necesario analizar la potencia consumida por el compresor en cada caso ensayado.

50 Hz y sin II

La Imagen 5.19 presenta los valores de COP para los refrigerantes a 50 Hz y sin II.

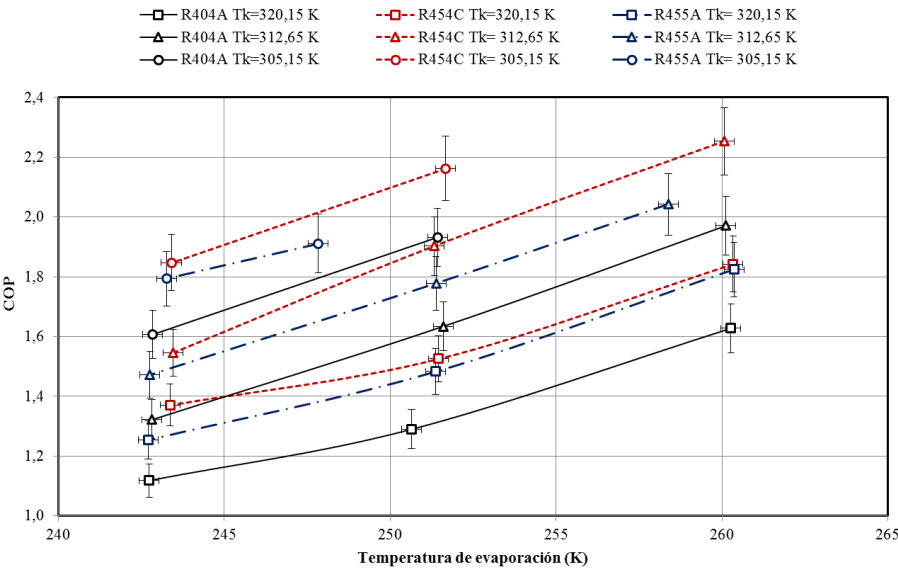


Imagen 5.19. COP de los refrigerantes a 50 Hz y sin II

Para todos los refrigerantes el COP disminuye conforme aumenta la tasa de compresión.

Comparativamente, el R454C presenta mayores valores de COP que los otros, le sigue el R455A y el de valores menores es el R404A. El R454C presenta variaciones del COP con relación al R404A entre 11,9 a 22,6%. Mientras que el R455A presenta valores entre 3,6 y 14,9%.

El COP depende en gran parte de los valores de la potencia de compresión, la Imagen 5.20 presenta los valores de este parámetro a 50 Hz y sin II.

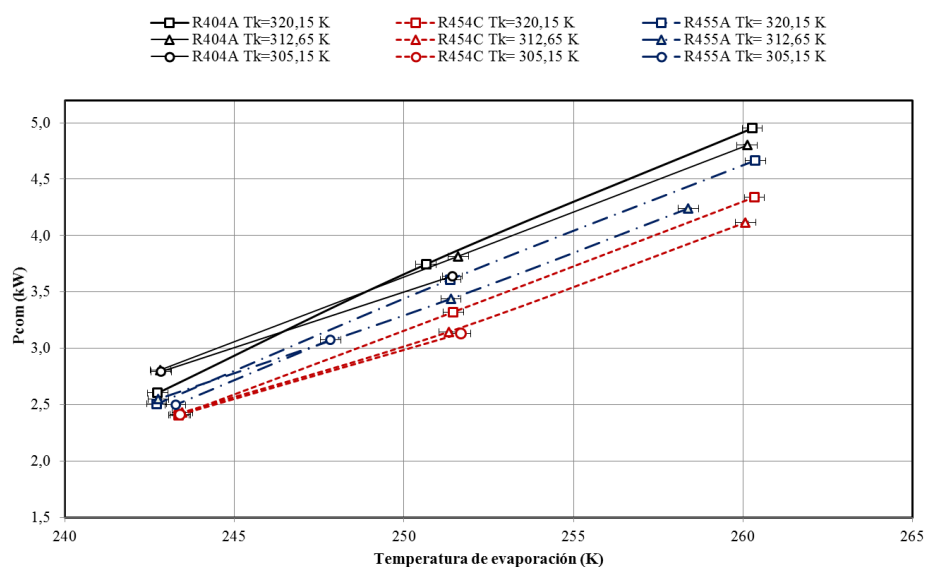


Imagen 5.20. Potencia de compresión de los refrigerantes a 50 Hz y sin II

La potencia de compresión se incrementa con el incremento de la temperatura de evaporación y condensación. Esto se puede explicar ya que a medida que aumentan las temperaturas de evaporación se incrementa la presión en aspiración y por lo tanto el compresor necesita más energía para comprimirlo y a medida que la temperatura de condensación aumenta el salto entálpico entre aspiración y descarga es mayor y por lo tanto se necesita más energía para comprimir el refrigerante.

Los valores de las densidades en aspiración de los refrigerantes determinan la potencia necesaria para comprimirlos en el compresor, así a mayor densidad se necesita mayor potencia para comprimir. Al ser las densidades en aspiración del R404A mayores que

las de las alternativas, el compresor necesita más energía para comprimir el R404A que a los otros.

Como los valores de la capacidad frigorífica del R404A y de las alternativas son similares entre sí, el factor que determina el comportamiento del COP es la potencia de compresión. Al ser menores las potencias de compresión de las alternativas con relación al refrigerante de referencia, los valores del COP de las alternativas llegan a ser mayores que los valores del refrigerante de referencia, de esta manera se determina que el R454C y el R455A son alternativas energéticamente eficientes para reemplazar al R404A.

La Imagen 5.21 presenta los valores del rendimiento global del compresor con régimen de giro de 50 Hz y sin II.

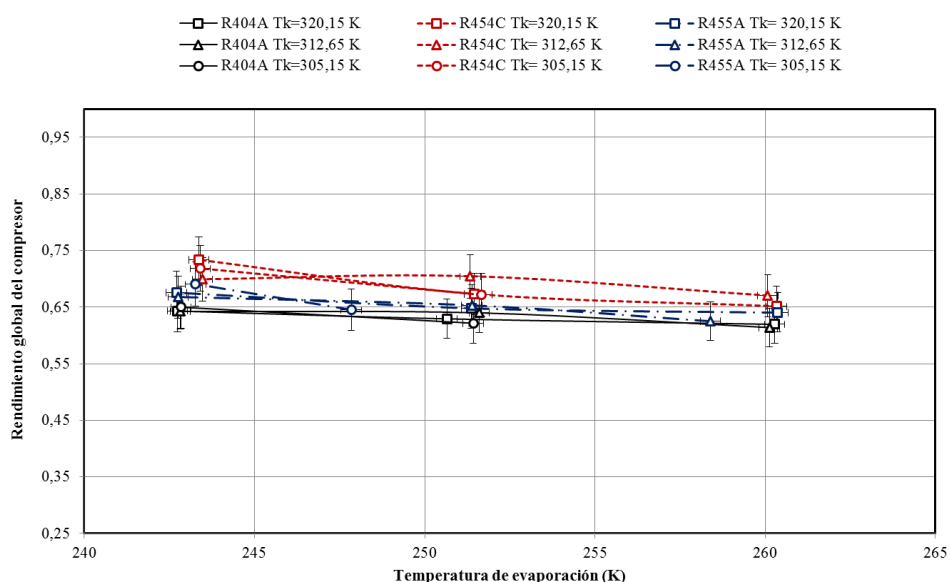


Imagen 5.21. Rendimiento global del compresor a 50 Hz y sin II

En la Imagen 5.21 se aprecia que los rendimientos globales del compresor del R454C son mayores que los del R455A y los de este último a su vez son mayores que los del R404A. Sin embargo, al ser considerables las amplitudes de las barras de error no se pueden determinar las variaciones significativas relacionadas con el rendimiento global del compresor.

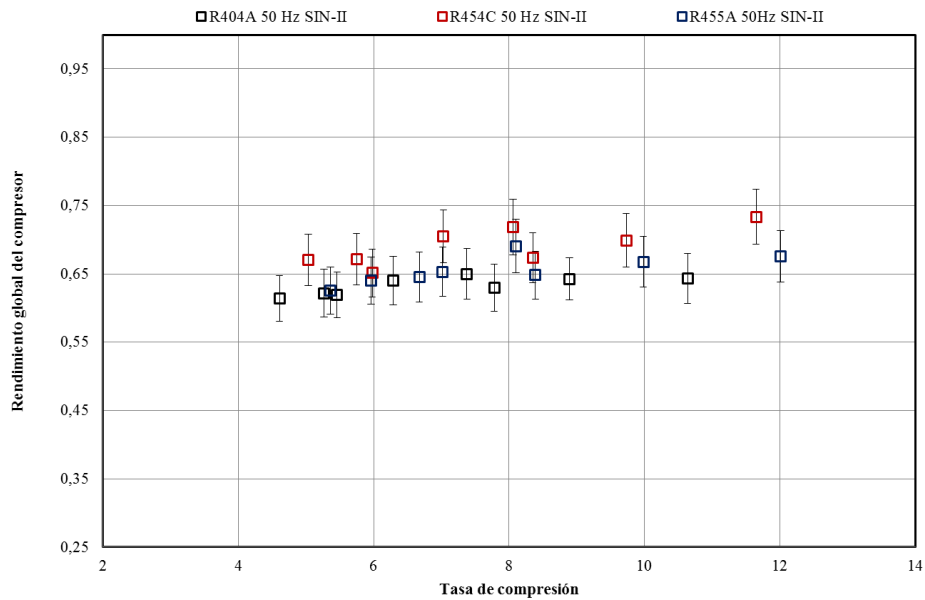


Imagen 5.22. Rendimiento global del compresor respecto a la tasa de compresión a 50 Hz y sin II

En la Imagen 5.22 se aprecia que debido a la magnitud de las barras de error no se puede determinar si existen diferencias significativas que tengan relación con el rendimiento global del compresor.

50 Hz con y sin II

Los valores del COP para el sistema trabajando a régimen de 50 Hz con y sin II se presentan en la Imagen 5.23.

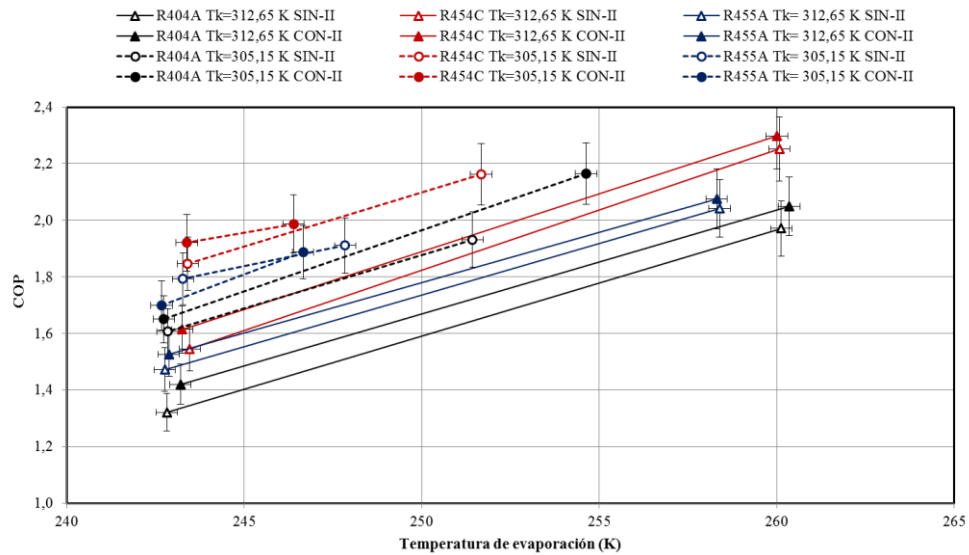


Imagen 5.23. COP de los refrigerantes a 50 Hz con y sin II

El COP del sistema cuando se trabaja con II aumenta ligeramente en comparación con su ciclo básico en casi todas las condiciones analizadas. Aproximadamente se incrementa entre 2,7 y 7,4% para el R454C y entre 2 y 4,4% para el R455A.

Los valores de la potencia de compresión para el sistema trabajando a régimen de 50 Hz con y sin II se presentan en la Imagen 5.24.

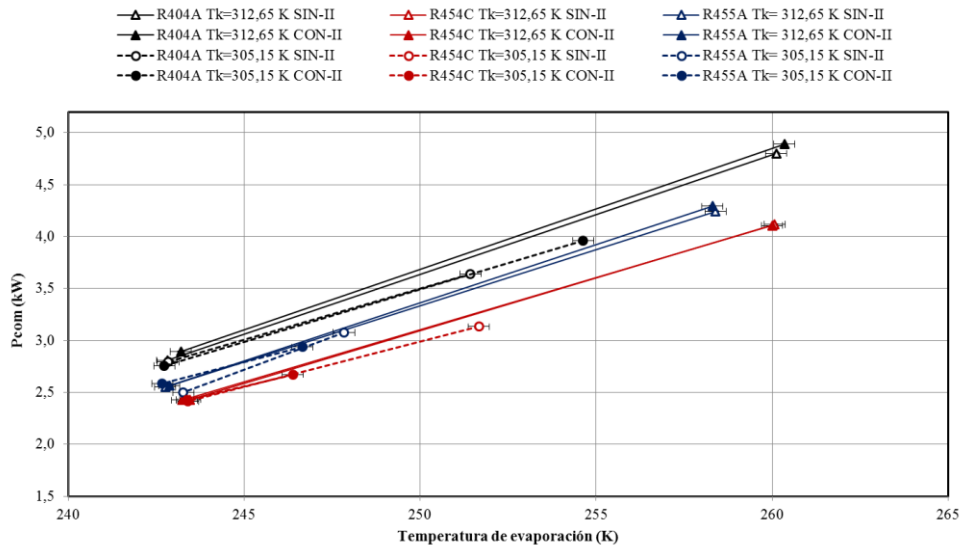


Imagen 5.24. Potencia de compresión de los refrigerantes a 50 Hz con y sin II

El análisis de la potencia de compresión es el mismo que del apartado anterior, con la diferencia que existe un incremento en la potencia de compresión al trabajar con II debido a que la temperatura y presión de aspiración aumentan y es necesario más trabajo para comprimir el refrigerante. Sin embargo, la influencia de la capacidad frigorífica es mayor que la de la potencia de compresión y eso determina un ligero incremento del COP con relación al ciclo básico.

La Imagen 5.25 presenta los valores del rendimiento global del compresor de los refrigerantes con régimen de giro de 50 Hz con y sin II.

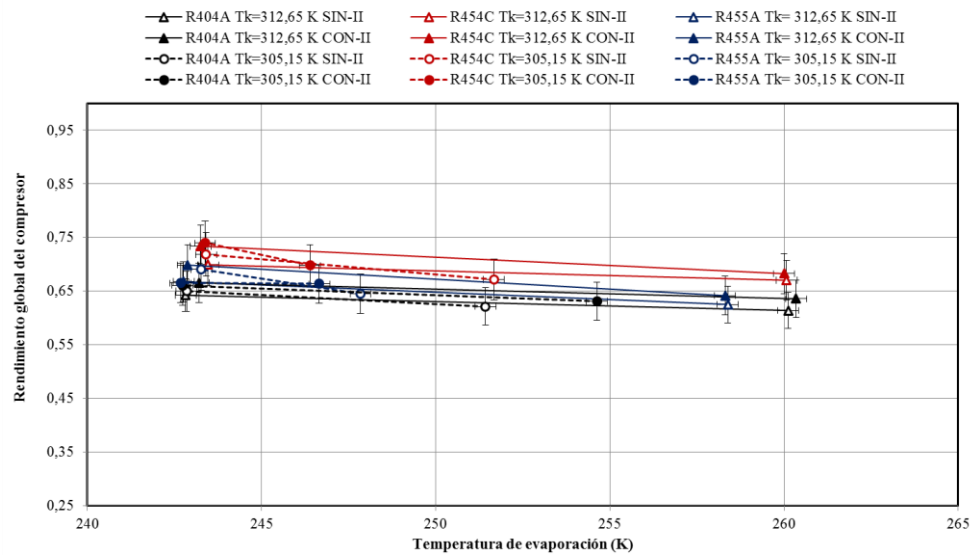


Imagen 5.25. Rendimiento global del compresor a 50 Hz con y sin II

De forma similar que en la Imagen 5.21, en la Imagen 5.25 se observa que dada la magnitud de las barras de error, no es posible determinar si se presentan diferencias significativas en cuanto al comportamiento experimental del rendimiento global para los refrigerantes.

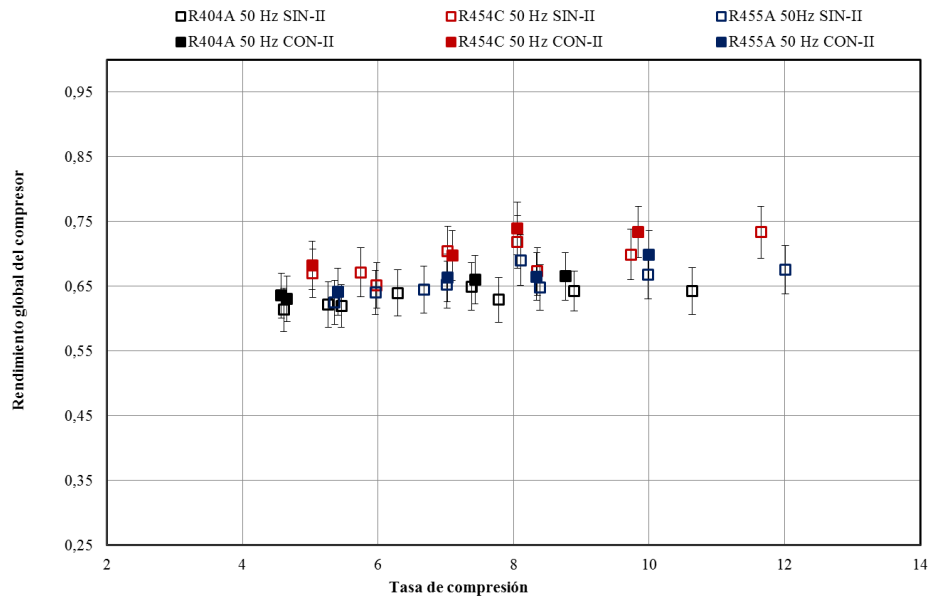


Imagen 5.26. Rendimiento global del compresor respecto a la tasa de compresión a 50 Hz con y sin II

Igualmente, como en el caso anterior no se puede obtener una conclusión absoluta de las diferencias significativas que están relacionadas con el rendimiento global del compresor, esto se debe a las magnitudes de las barras de error que se observan en la Imagen 5.26.

35 Hz con y sin II

Los valores del COP para el sistema trabajando a régimen de 35 Hz con y sin II se presentan en la Imagen 5.27.

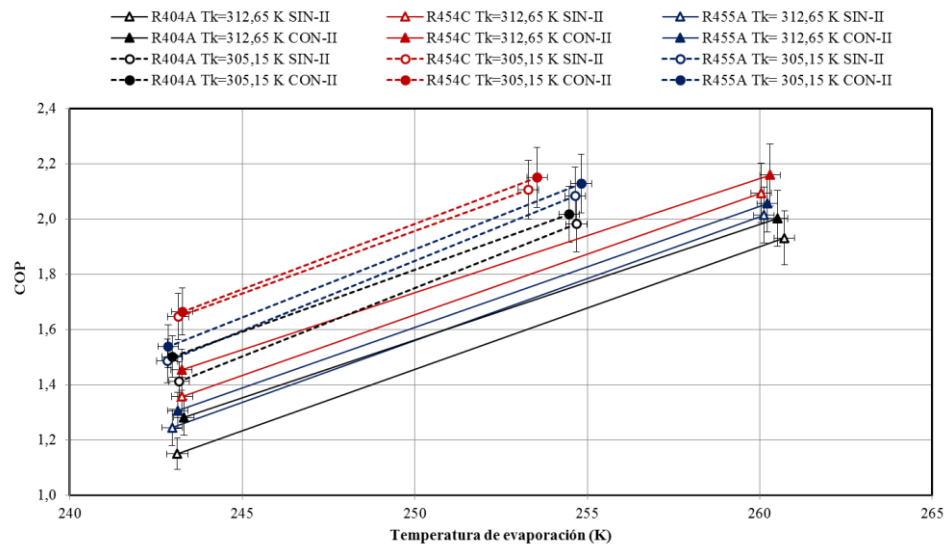


Imagen 5.27. COP de los refrigerantes a 35 Hz con y sin II

Los valores del COP trabajando a 35 Hz reportan un ligero incremento porcentual al accionar el II para las condiciones ensayadas. Los incrementos en el COP del R454C con relación al R404A van desde el 7,8 al 16,6%, mientras que para el R455A van desde el 1,9 al 8,3%.

Al comparar los valores del COP a diferentes regímenes de giro se puede concluir que las variaciones de las alternativas con relación al R404A son mayores cuando se trabaja a 50 Hz que a 35 Hz.

Los valores de potencia de compresión para los refrigerantes analizados se presentan en la Imagen 5.28.

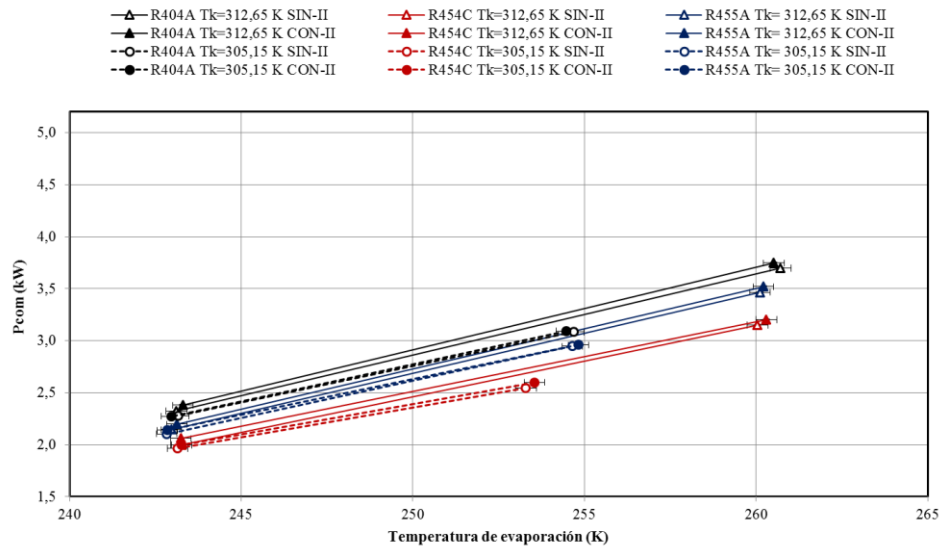


Imagen 5.28. Potencia de compresión de los refrigerantes a 35 Hz con y sin II

El análisis de la potencia de compresión para este caso es el mismo de la de los apartados anteriores. El parámetro determinante en el análisis del COP es la capacidad frigorífica, es así como los valores del COP son mayores para el R454C, después se encuentra el R455A, y el menor de todos es el R404A.

En el análisis comparativo del COP se aprecia que el R454C presenta un incremento con relación al R404A de entre 7,8% a 16,6%. Mientras que el R455A presenta un incremento entre 1,9% y 8,3%.

La Imagen 5.29 presenta los valores del rendimiento global del compresor de los refrigerantes con régimen de giro de 50 Hz con y sin II.

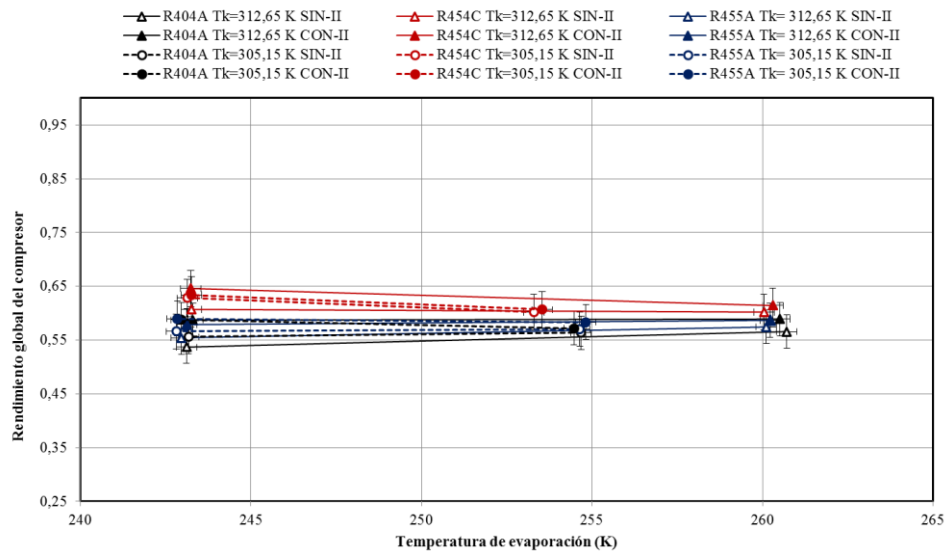


Imagen 5.29. Rendimiento global del compresor a 50 Hz y sin II

Las variaciones significativas relacionadas con el rendimiento global del compresor, no se pueden determinar a causa de las dimensiones de las barras de error observadas en la Imagen 5.29.

La Imagen 5.30 presenta los valores del rendimiento global del compresor de los refrigerantes con régimen de giro de 50 Hz con y sin II.

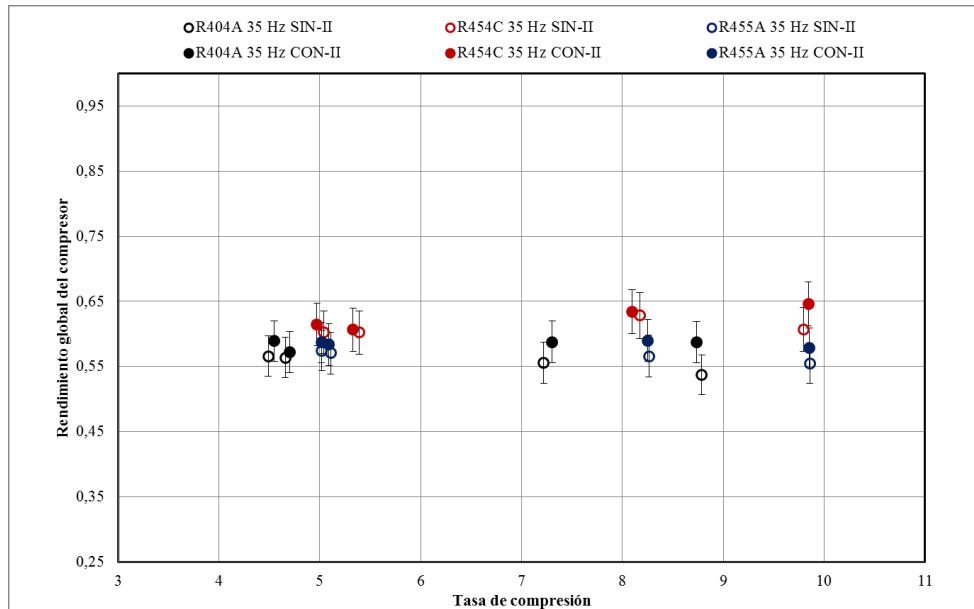


Imagen 5.30. Rendimiento global del compresor respecto a la tasa de compresión a 50 Hz y sin II

Como se aprecia en la Imagen 5.30 las amplitudes de las barras de error no permiten determinar de forma clara las variaciones significativas vinculadas con el rendimiento global del compresor.

En todos los casos analizados se ha determinado que las alternativas de bajo PCA presentan incrementos en el valor medio de COP comparado con el refrigerante R404A. Debido a sus similares capacidades frigoríficas y al incremento porcentual de sus valores de COP con relación al refrigerante de referencia; se concluye que el R454C y el R455A pueden ser considerados como alternativas viables de bajo PCA para reemplazar al R404A.

5.5. Temperatura de descarga del compresor

Como se mencionó en la parte teórica, la temperatura de descarga es un factor muy importante para el correcto funcionamiento del sistema de refrigeración por compresión de vapor. Si la temperatura de descarga es muy alta podría ocasionar daños en el

lubricante del compresor y dañar gravemente el compresor. Debido a esto se ha fijado en la parte teórica un límite de temperatura de descarga de 100 °C.

50 Hz y sin II

La Imagen 5.31 presenta los valores experimentales de la temperatura de descarga para los refrigerantes a 50 Hz y sin II.

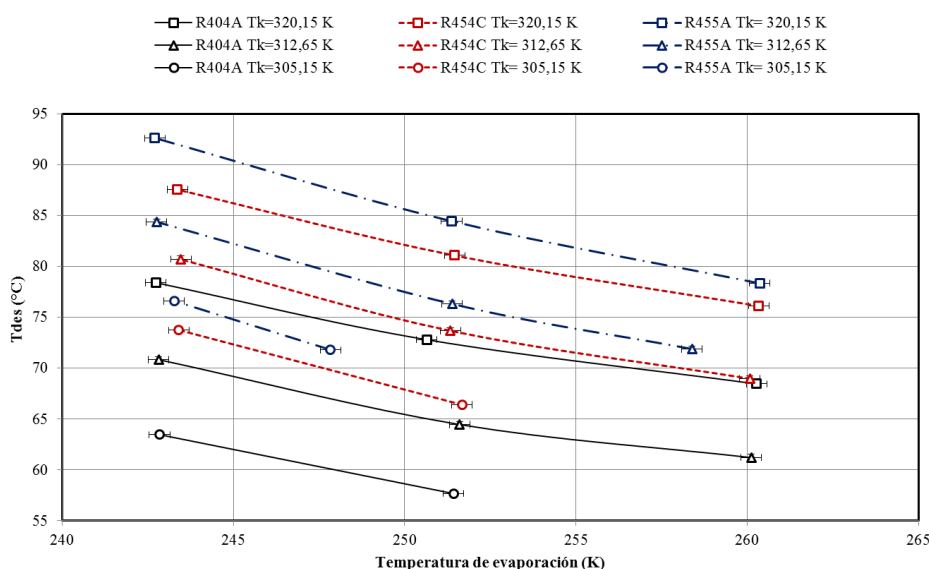


Imagen 5.31. Temperatura de los refrigerantes a 50 Hz y sin II

La temperatura de descarga depende de varios factores como las condiciones operativas de aspiración, el recalentamiento, la presión de condensación, la velocidad de giro del motor del compresor y las características propias del refrigerante (líneas isentrópicas).

Los datos experimentales de la temperatura de descarga para el refrigerante R454C demuestran que en ninguna condición ensayada la temperatura de descarga es mayor que el límite fijado para prevenir daños en el compresor, incluso para las condiciones más extremas como en altas tasas de compresión la temperatura sobrepasa 90 °C.

Analizando los datos experimentales de la temperatura de descarga para el refrigerante R455A se observa que en ninguna condición ensayada la temperatura de descarga es

mayor que el límite fijado, la máxima temperatura alcanzada es de 92,6 °C en condiciones de alta tasa de compresión.

A pesar de que ninguna de las alternativas sobrepasa el límite de temperatura fijada los valores de este parámetro aumentan peligrosamente y debe ponerse especial atención al trabajar bajo condiciones que puede incrementar aún más la temperatura de descarga (trabajando con II)

50 Hz con y sin II

La Imagen 5.32 muestra las temperaturas de descarga que presenta el sistema a régimen de giro de 50 Hz accionando el II para las alternativas de refrigerantes.

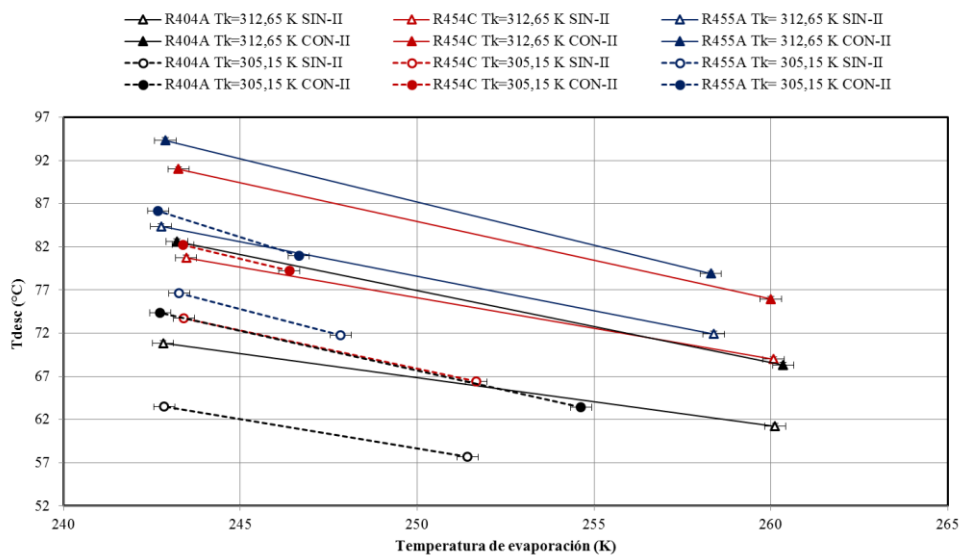


Imagen 5.32. Temperatura de descarga de los refrigerantes a 50 Hz con y sin II

En el análisis experimental del sistema con II, a tasas de compresión medias las temperaturas de descarga llegan a superar los 90,9 °C para el R445C y 94,3 °C para el R455A. Sin embargo, podría aumentar más trabajando a tasas máximas de compresión lo que provocaría que la temperatura de descarga supere el límite fijado para evitar degradación del lubricante. Como conclusión se puede decir que a pesar del ligero incremento con relación al ciclo simple que presenta la capacidad frigorífica del sistema al trabajar con II (1,8 a 4,7% para el R454C y -1,8 a 4,3% para el R455A), no es

recomendable el uso del II con las nuevas alternativas debido al incremento de las temperaturas de descarga sobre todo a altas tasas de compresión.

35 Hz con y sin II

La Imagen 5.33 muestra la temperatura de descarga a 35 Hz de régimen de giro con y sin II.

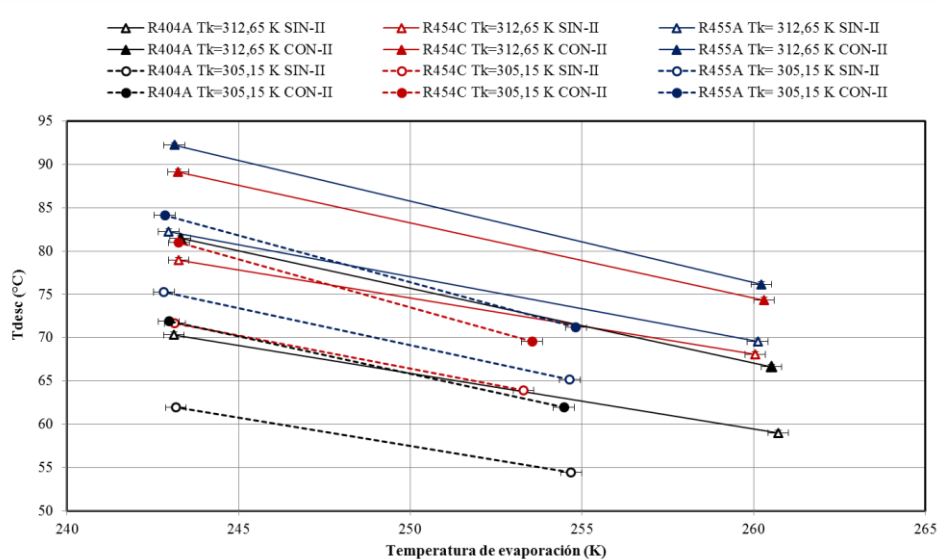


Imagen 5.33. Temperatura de descarga de los refrigerantes a 35 Hz con y sin II

Las temperaturas de descarga trabajando a bajo régimen de giro son prácticamente iguales que a 50 Hz y debido a esto se corren los mismos riesgos al trabajar con II. Por lo tanto, no es recomendable el uso del II tampoco a 35 Hz.

5.6. Conclusiones

En este capítulo se presenta un estudio de los datos obtenidos en la campaña experimental. Se comparan los valores resultantes para el refrigerante de referencia, R404A, y las alternativas, R454C y R455A, teniendo en cuenta lo observado en el estudio teórico.

Del análisis experimental se observa que al trabajar sin II y a 50 Hz, el caudal másico del R454C presentó una reducción entre 12,8 y 24,2% con relación al R404A y el R455A mostró una reducción entre 18,8 y 29,8%. Al trabajar con II, las reducciones de caudal másico con relación a su ciclo simple estuvieron entre 1,7 y 3% para el R454C y 1,5 y 6,8% para el R455A. Por otro lado, al trabajar sin II y a 35 Hz, el caudal másico presentó una reducción entre 17,7 y 26,3% con relación al R404A para el R454C y de entre 23 y 27% para el R455A.

Al analizar la capacidad frigorífica se encontró que las desviaciones de las alternativas no presentan una tendencia clara, ya que al trabajar sin II y a 50 Hz la variación con relación al R404A está entre -3,5 y 13,5% para el R454C y entre -8,3 y 11,1%. Mientras que al trabajar con II la variación con relación a su ciclo simple está entre 1,8 y 4,7% para el R454C, para el R455A resulta ser entre -1,8 y 4,3%. Desde otro punto de vista, al trabajar sin II y 35 Hz la desviación con relación al refrigerante de referencia va entre -7,7 y 1,6% para el R454C y -5,8 y 0,2% para el R455A.

Para el análisis del COP sin II y a 50 Hz, se presentaron incrementos entre 11,9 y 22,6% con relación al R454C, e incrementos entre 3,6 y 14,9% para el R455A. Mientras que con II, se presentaron ligeros incrementos entre 2,7 y 7,4% para el R454C, y entre 2 y 4,4% para el R455A con relación a sus ciclos simples. Por otro lado, al trabajar sin II y 35 Hz, se observaron incrementos con relación al R404A entre 7,8 y 16,6% para el R454C, y entre 1,9 y 8,3% para el R455A.

De los resultados analizados anteriormente y por sus similares capacidades frigoríficas y mayores valores de COP, se puede decir que, R454C y R455A, ambas mezclas HFC/HFO de bajo PCA, se presentan como alternativas al R404A energéticamente eficientes y por tanto más respetuosas con el medio ambiente.

Al analizar las temperaturas de descarga de las alternativas se obtuvieron resultados similares a los del análisis teórico (datos esperados), en el cual se observaba que al trabajar con II esta temperatura se incrementa en gran medida a altas tasas de compresión, lo que podría causar daños al compresor. Por lo tanto, y teniendo en cuenta la reducción de COP comentada anteriormente, no es recomendable trabajar con II, especialmente a altas tasas de compresión.

Capítulo 6

Conclusions and future work

This chapter presents the main conclusions reached in this doctoral thesis that has focused on the experimental study of new low GWP alternative refrigerants to be used as direct substitutes of R404A in commercial refrigeration applications in order to reduce global warming impact and improve vapor compression systems performance. Then, to continue in this line and complement the knowledge showed in this document, a few possible future studies derived from the resulting conclusions are suggested.

Conclusions

Currently, the refrigeration sector allows the right development of various kinds of processes of great relevance, which have permitted the advance of the human being and have contributed to improve their quality of life. The food conservation and freezing, commonly known as commercial refrigeration, is one of its main applications in terms of number of units operating and electricity consumption.

Vapour compression system is the most extended technology for refrigeration. However, this type of application contributes to global warming through accidental direct emissions of refrigerants to the atmosphere and indirect emissions caused by the electricity required by the compressor and fans for their operation.

In Europe, around 60% of direct emissions have their origin in commercial refrigeration, being the most common refrigerant the HFC mixture R404A, with a global warming potential of 3922. The European Union has established that fluorinated gases with high GWP (such as R404A) must be phased out from most commercial refrigeration applications. In this way, alternatives with low values of GWP which use results in adequate energy efficiency of the refrigeration system will prevail in the sector.

Lower GWP HFCs refrigerants are the alternatives currently used, however, they still produce a significant environmental impact due to leakages and for this reason they also

must be replaced in the next years. Then, another option are natural refrigerants, although they could present some problems such as the requirement of new systems, high toxicity, high flammability or lower energy performance. On the other hand, the HFOs and mixtures with HFCs can offer intermediate characteristics such as slight flammability, low toxicity, good thermodynamic properties, proper adaptation to existing HFC systems, and a similar range of operations, among others.

After an extensive literature review of the advantages and drawbacks of the possibilities of R404A replacement using low GWP refrigerants, it has been decided that HFC/HFO mixtures can perform an adequate replacement with minor changes in the installation. R454C and R455A highlights as the HFC/HFO mixtures with lower GWP among the commercially available refrigerants for commercial refrigeration vapour compression systems.

Therefore, an experimental analysis of R454C and R455A as low GWP alternatives to R404A refrigerant was performed in the present study. The system operation and energy efficiency were compared between the low GWP alternatives and R404A in a vapour compression system considering the basic cycle configuration with and without IHX. The selected operating conditions are condensing temperatures found at warm climate countries (305.15, 312.65, and 320.15 K), evaporation temperatures that simulate freezing and preserving food conditions (243.15, 251.65, and 260.15 K) and different compressor rotational speed (35 and 50 Hz).

Prior to the experimental campaign, a brief theoretical analysis was carried out to determine the feasibility of the study and to use its conclusions in the later experimental results analysis.

The theoretical analysis shows that both R454C and R455A refrigerants could present reduction in the mass flow rate in comparison with R404A, that could lead to lower cooling capacities than the HFC taken as reference. On the contrary, the COP of the selected alternatives (R454C and R455A) could be better compared to R404A and therefore, an energetic benefit is expected with the new fluids. When working with IHX, the cooling capacity and COP of all studied refrigerants present a slight increase in comparison with their basic cycle. The discharge temperatures of the system in single cycle do not exceed 100 °C, thus the more extreme proposed conditions can be tested also with the new refrigerants.

For the experimental analysis, a refrigerant test bench composed by the main refrigeration circuit and two secondary circuits was used. The main circuit was equipped

with a shell-and-tube condenser, a plate evaporator, a thermostatic expansion valve, an open reciprocating compressor and an IHX. Besides, one secondary circuit is used to provide the necessary heat to the evaporator and the other dissipates heat from the condenser to the environment. In addition, the system was monitored using 16 K-type thermocouples, 8 pressure transducers, a Coriolis-effect flow meter in the main circuit, two volumetric flow meters in the secondary circuits, a net analyser, two pressure differential sensor and an inductive sensor. All these data were gathered through a data acquisition system that collects and send them to a personal computer, where they can be monitored in real time and recorded for a later analysis.

The methodology used for the experimental analysis was based on the AHRI 550/590 regulation and completed with other procedures stablished by similar previous refrigeration studies. It is also important to highlight that these tests were carried out under the same operating conditions proposed in the previous theoretical analysis.

In the case of the system working at 50 Hz and without IHX, the experimental analysis showed that, as expected, the experimental R404A mass flow rate was higher than that of alternatives due to the higher suction density. As the suction densities of the alternatives were comparable, both R454C and R455A, resulted in experimental similar mass flow rate values.

Regarding the experimental cooling capacity of both alternatives, that was comparable to the measured using R404A. Although the experimental R404A mass flow rate is higher than that of the alternatives, its refrigerating effect was lower due to the smaller latent heat of vaporization at same pressure levels. As a result, both parameters are compensated (mass flow rate and refrigerating effect) and the cooling capacity is similar between them. Moreover, R454C and R455A were benefited from high condensing temperatures at which the difference between their experimental volumetric efficiency and that of R404A reaches the highest value.

Since the cooling capacity values were similar between all tested refrigerants, the factor that determined the COP benefit was the power consumption. The suction density of R404A was higher than those of the alternatives, and hence the compressor needed more input energy to compress this refrigerant. The measured compressor power consumption of the alternatives was lower in relation to the reference refrigerant, the experimental COP of the alternatives was higher than the values of R404A for all the operating conditions tested.

The measured discharge temperatures were always higher for the alternatives than for R404A but in the case of the system working without IHX, were always below the operational temperature limit of the compressor set at 100 °C.

Then, compared to the basic cycle experimental results, the cooling capacity of the alternatives slightly increased in most of the analysed conditions when the IHX activated. Regarding the COP, the alternatives improved this parameter in the range of 2 to 7%. The similarity between the variation of cooling capacity and the COP proved that the measured energy consumption of the compressor was similar with and without IHX, and hence, the mass flow rate and the specific work of the compressor changed in similar proportion. In addition, the measured discharge temperature of the alternatives when operating the IHX, increased over the operational limit at high pressure ratio and therefore the use of IHX at these conditions is not recommended.

When the system worked with different compressor rotational speed, the cooling capacity of both alternatives decreased. Thus, when the system worked at 35 Hz, an average cooling capacity decrease of 28% was found in comparison to the previous setting of 50 Hz.

In the light of the findings, this conclusions section highlights that refrigerants R454C and R455A are appropriate alternatives to perform a direct replacement of R404A in commercial refrigeration. Both alternatives have a GWP below 150, and due to the similar cooling capacities to the reference refrigerant, major system modifications are not necessary. Likewise, the energy performance of the system working with the new alternatives is higher, both refrigerants are options to be considered as potential low environmental impact alternatives for R404A. Besides, the use of IHX with the new alternatives is not recommended since environmental benefit is minor the discharge temperature reaches critical values.

Future work

The possibility of using new refrigerants of low GWP to replace R404A in commercial refrigeration systems was analysed in this research. After the analysis of the experimental results, it has been concluded that mixtures of HFOs and HFCs are potential replacements. However, additional research can be carried out to complete and deepen the knowledge in this topic. In the following, some possibilities of future work are proposed.

Field test study of commercial refrigeration systems

R404A could be directly replaced by low GWP alternatives in commercial refrigeration systems that are currently in operation. The seasonal analysis of the real system performance could provide another point of view of the R404A replacement which results could be explained by the experimental study here presented. Field tests would also help to consider some effects only seen in real systems such as stop and start-up times, heat losses to the ambient or different heat load periods, among others.

Operating and energetic analysis using different component typologies

The efficiency of the system working with the alternatives and with different types of compressors (such as reciprocating, screw or scroll), expansion devices (thermostatic or electronic), and heat exchangers (plate, shell and tube, air cooled, water cooled, etc.), at different operating temperatures and superheating and subcooling degree points could offer complementary information to this study.

Study of the Total Equivalent Warming Impact (TEWI)

Total Equivalent Warming Impact (TEWI) analysis helps to quantify the relevance of the replacement of a high GWP refrigerant using environmental friendly alternatives considering also the energy performance of the refrigeration system. A complete TEWI study must consider different assumptions that affect the direct and indirect GHG emissions (refrigerant leaks and electricity generation CO₂ emissions, respectively), to quantify the real contribution of the low GWP alternatives to the environment. TEWI analysis can be adapted to different systems and hence real values taken from field test studies could be used.

Economic study of the start-up of a refrigeration installation

Economic cost of replacing R404A in existing and new commercial refrigeration systems could be analysed. New systems specifically designed and constructed for the new low GWP alternatives would result in higher energy efficiency and hence in lower energy consumption. Given the necessary initial investment, the payback period of the new designed when compared to the existing one could be calculated to check which option could be more interesting. The total operating costs of a compression refrigeration system must consider real factors such as repairs, maintenance or gas leakage, and different scenarios of refrigerant and electricity price evolution could be proposed.

Bibliografía

Abdelaziz, O. (2014). *Working Fluids: Low Global Warming Potential Refrigerants, 2014 Building Technologies Office Peer Review*. [En línea] Available at: https://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/10/f18/emt13_abdelaziz_042414.pdf. [Último acceso: 02 12 2017].

ADEME, AFCE and Uniclimate. (2013). *Alternatives to High GWP in Refrigeration and Air-conditioning Applications*. [En línea] Available at: http://www.cemafroid.fr/doc_telechargement/Rapport_alternative_HFC_ENG.pdf. [Último acceso: 22 07 2017].

Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute AHRI. (2003). *2003 Standard for Performance Rating Of Water Chilling Packages Using The Vapor Compression Cycle*. [En línea] Available at: <http://chinagree.com.cn/Private/Files/6355771576696875001916875047.pdf>. [Último acceso: 20 03 2017].

American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers. (2015). *Designation and Safety Classification of Refrigerants. ANSI/ASHRAE Standard 34*, Atlanta.

Arkena Inc. (2013). *Forane 407A*. [En línea] Available at: <http://www.forane.com/export/sites/forane-america/.content/medias/downloads/literature/forane-407a-data-sheet.pdf>. [Último acceso: 22 09 2017].

ASHRAE. (2013). *ANSI/ASHRAE Standard 34-2013 Designation and Safety Classification of Refrigerants*. [En línea] Available at: https://www.ashrae.org/File%20Library/Technical%20Resources/Standards%20and%20Guidelines/Standards%20Addenda/34_2013_2015Supplement_20150210.pdf. [Último acceso: 11 11 2016].

ASHRAE. (2016). *ASHRAE Refrigerant Designations*. [En línea] Available at: <https://www.ashrae.org/standards-research--technology/standards-->

guidelines/standards-activities/ashrae-refrigerant-designations. [Último acceso: 2017 03 09].

- Benhadid Dib, S. & Benzaoui, A. (2011). Refrigerants and their Impact in the Environment. Use of the Solar Energy as the Source of Energy. *Energy Procedia*, pp. 347-352.
- Benhadid-Dib, S. & Benzaoui, A. (2012). Refrigerants and their Environmental Impact Substitution of Hydro Chlorofluorocarbon HCFC and HFC Hydro Fluorocarbon. Search for an Adequate Refrigerant. *Energy Procedia, Issue 18*, pp. 807-816.
- Beshr, M., Aute, V., Sharma, V., Abdelaziz, O., Fricke, B., Radermacher, R. (2015). A Comparative Study on the Environmental Impact of Supermarket Refrigeration Systems Using Low GWP Refrigerants. *International Journal of Refrigeration, Issue 56*, pp. 154-164.
- Bitzer Kühlmaschinebau GmbH. (2016). *Refrigerant Report 19*, Sindelfingen, Germany: Bitzer. [En línea] Available at: https://www.bitzer.de/shared_media/documentation/a-501-19.pdf. [Último acceso: 04 05 2018].
- Bolaji, B. (2017a). *CFC Refrigerants and Stratospheric Ozone: Past, Present and Future*. [En línea] Available at: https://www.researchgate.net/publication/266383879_CFC_Refrigerants_and_Stratospheric_Ozone_Past_Present_and_Future- [Último acceso: 04 03 2017].
- Bolaji, B. & Huan, Z. (2013). Ozone Depletion and Global Warming: Case for the Use of Natural Refrigerant. A Review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews, Issue 18*, pp. 49-54.
- Bolaji, B., Oyelaran, O. & Okoye, O. (2017b). Thermodynamic Study of Environment friendly R429A, R435A and R457A Refrigerants as Substitutes for Ozone Depleting R22 in Refrigeration and Air Conditioning Systems. *Scientific Journal of Maritime Research, Issue 31*, pp. 45-52.
- Bortolini, B., Gamberi, M., Gamberin, R., Graziani, A., Lolli, F., Regattieri, A. (2015). Retrofitting of R404a commercial refrigeration systems using R410a and R407f refrigerants. *International Journal of Refrigeration, Issue 55*, pp. 142-152.

- Boscan, M. & Sanchez, J. (2015). *Compressor Calorimeter Test of Refrigerant Blend DR-33 (R449A) in a R-404A Reciprocating Compressor. Report 51.*, Arlington: AHRI. [En línea] Available at: http://www.ahrinet.org/App_Content/ahri/files/RESEARCH/AREP_Final_Reports/AHRI_Low_GWP_AREP_Rpt_051.pdf. [Último acceso: 04 03 2017].
- Cabello, R. (2016). *Perspectiva de los refrigerantes. Desde el origen, a la situación actual. Cómo va afectar a las instalaciones de refrigeración.* Madrid. Congreso sobre Tecnologías de Refrigeración Tecnofrío 16. [En línea] Available at: https://www.caloryfrio.com/phocadownload/ponencias/Tecnofrio-2016/Perspectiva_refrigerantes_ponencia_ramon_cabello.pdf. [Último acceso: 22 03 2017].
- Calm, J. (1996). *The Toxicity of Refrigerants.*, West Lafayette, Purdue University. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 317. <http://docs.lib.purdue.edu/iracc/317>. [Último acceso: 15 03 2018].
- Calm, J. (2008). The Next Generation of Refrigerants – Historical Review, Considerations, and Outlook. *International Journal of Refrigeration, Issue 31*, pp. 1123-1133.
- Calm, J. & Hourahan, G. (2011). *Physical, Safety, and Environmental Data for Current and Alternative Refrigerants (ICR).* Prague, Czech Republic, 23 rd International Congress of Refrigeration for Sustainable Development. International Institute of Refrigeration, pp. 1-22. [En línea] <http://www.hourahan.com/wp/wp-content/uploads/2010/08/2011-Physical-Safety-and-Environmental-Data2.pdf>. [Último acceso: 17 05 2017].
- Cardoso, B., Lamas, F., Gaspar, A. & Ribeiro, J. (2017). Refrigerants Used in the Portuguese Food: Current Status. *International Journal of Refrigeration, Issue 83*, pp. 60–74.
- Carson, J. (2013). *Refrigeration : Theory And Applications.* [En línea] Available at: <http://thuvienso.bvu.edu.vn/bitstream/TVDHBRVT/15381/1/Refrigeration-Theory-And-Applications.pdf>. [Último acceso: 17 09 2017].
- Cascini, A., Gamberi, M., Mora, C., Rosano, M., Bortolini, M. (2015). Comparative Carbon Footprint Assessment of commercial walk-in refrigeration systems under different use configurations. *Journal of Cleaner Production*, pp. 1-14.

- Chemours. (2016). *Safety of Opteon XL Refrigerants*. [En línea] Available at: https://www.chemours.com/Opteon_Stationary/en_GB/assets/downloads/Safety-of-Opteon-XL.pdf. [Último acceso: 04 04 2018].
- Chemours. (2017). *Temperature Glide in Freon MP, Freon™ HP, and Freon 407*. [En línea] Available at: https://www.chemours.com/Refrigerants/en_US/assets/downloads/freon-temperature-glide-product-information.pdf. [Último acceso: 24 03 2018].
- Climalife. (2015). *Application F-Gas & Solutions Climalife*. [En línea] Available at: http://iutpa.univ-pau.fr/attachments/colloques-article-2/2-Application_F-Gas_Solutions_Climalife_diff-ST_062015.pdf?download=true. [Último acceso: 21 03 2018].
- Climalife. (2016). *R-404A. Guaranteed Commercial Specifications*. [En línea] Available at: <https://www.climalife.co.uk/docs/Climalife%20PDS%20R404A%20FD-EN%2016.pdf>. [Último acceso: 15 04 2018].
- Clodic, D., Pan, X., Devin, E., Michineau, T., Barrault, S., Ces, A. (2013). *Alternatives to High GWP in Refrigeration and Air-conditioning Applications*. [En línea] Available at: http://www.cemafrroid.fr/doc_telechargement/Rapport_alternative_HFC_ENG.pdf. [Último acceso: 03 04 2018].
- Collins, M. (2016). *Compressor Calorimeter Test of R-507A Alternative Refrigerants R-448A and ARM-20a for Use in Supermarket Racks*. Orlando, Fla. Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute (AHRI). [En línea] Available at: http://www.ahrinet.org/App_Content/ahri/files/RESEARCH/AREP_II/CC-I-3_Carlyle.pdf. [Último acceso: 25 05 2018].
- Cowan, D., Gartshore, J., Chaer, I., Francis, C., Maidment, G. (2010). *REAL Zero – Reducing refrigerant emissions & leakage - feedback from the IOR Project 2010*. [En línea] Available at: https://www.epa.gov/sites/production/files/documents/IOR_ReducingRefrigerantEmissions.pdf. [Último acceso: 12 03 2018].
- Cox, N. & Mazur, V. C. D. (2009). *The Development of Azeotropic Ammonia Refrigerant Blends for Industrial Process Applications*. Ohrid, Ammonia Refrigeration Technology International Conference. [En línea] Available at: https://www.researchgate.net/publication/241390392_THE_DEVELOPMENT

OF AZEOTROPIC AMMONIA REFRIGERANT BLENDS FOR INDUSTRIAL PROCESS APPLICATIONS. [Último acceso: 12 07 2017].

- Daikin Chemical Europe GmbH. (2017). *R407H*. [En línea] Available at: <https://www.daikinchem.de/refrigerants/>. [Último acceso: 11 03 2018].
- Devecioğlu, A. & Oruç, V. (2015). Characteristics of Some New Generation Refrigerants with Low GWP. Abu Dhabi, *Energy Procedia*, pp. 1452-1457.
- Didion, D. & Bivens, D. (1990). Role of Refrigerant Mixtures as Alternatives to CFCs. *International Journal of Refrigeration, Issue 3*, pp. 163-175.
- Dincer, I. & Kanoglu, M. (2010). *Refrigeration Systems and Applications*. West Sussex: Editorial John Wiley & Sons, Ltd. Capítulo 2.
- DuPont. (2011). *DuPont SUVA 410A Refrigerant*. [En línea] Available at: <http://www.eurorefrigerant.com/datasheet/r410a.pdf>. [Último acceso: 21 09 2017].
- Elefsen, F., Nyvad, J., Gerrard, A. & Van-Gerwen, R. (2003). *Field test of 75 R404A and R290 ice cream freezers in Australia*, [En línea] Available at: <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download;jsessionid=4BB84EA776D27BD2233D0CDF1A76E81F?doi=10.1.1.197.1056&rep=rep1&type=pdf>. [Último acceso: 16 05 2018].
- Embraco. (2017). *Light Commercial Refrigeration Refrigerants Outlook*. [En línea] Available at: <http://www.embraco.com/DesktopModules/DownloadsAdmin/Arquivos/2017%20Embraco%20Refrigerant%20Position%20Paper%20-%20Light%20commercial%20refrigeration.pdf>. [Último acceso: 05 04 2018].
- EPA United States Environmental Protection Agency. (2010). *Transitioning to Low-GWP Alternatives in Commercial Refrigeration*. [En línea] Available at: https://www.epa.gov/sites/production/files/2015-07/documents/transitioning_to_low-gwp_alternatives_in_commercial_refrigeration.pdf. [Último acceso: 09 05 2018]
- EPA United States Environmental Protection Agency. (2016). *Significant New Alternatives Policy (SNAP)*. [En línea] Available at: <https://www.epa.gov/snap/refrigerant-safety>. [Último acceso: 23 04 2018].

- European Commission. (2011). *The European Economic and Social Committee and the Committee of the Regions*. [En línea] Available at: [http://www.europarl.europa.eu/meetdocs/2009_2014/documents/com/com_com\(2011\)0571/com_com\(2011\)0571_en.pdf](http://www.europarl.europa.eu/meetdocs/2009_2014/documents/com/com_com(2011)0571/com_com(2011)0571_en.pdf). [Último acceso: 14 03 2018].
- Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid. (2013). *Manual de Manipulación de Gases Refrigerantes*. [En línea] Available at: <http://www.sercobe.es/wp-content/uploads/2013/01/Manual-de-manipulacion-de-gases-refrigerantes-fenercom-2013.pdf>. [Último acceso: 02 03 2016].
- General Gas. (2015). *R404A replacements in Commercial refrigeration*. Milano, Latest Technologies in Refrigeration and Air Conditioning-XVI European Conferences, pp. 1-15. <https://industriaeformazione.files.wordpress.com/2016/10/r404a-replacements-in-commercial-refrigeration.pdf>. [Último acceso: 02 03 2016].
- Giroto, S., Minetto, S. & Neksa, P. (2004). Commercial Refrigeration System Using CO₂ as the Refrigerant. *International Journal of Refrigeration*, Issue 27, pp. 717-723.
- Goetzler, W., Guernsey, M., Young, J. & Fuhrma, J. (2016). *The Future of Air Conditioning for Buildings*. [En línea] Available at: https://www.energy.gov/sites/prod/files/2016/07/f33/The%20Future%20of%20AC%20Report%20-%20Full%20Report_0.pdf. [Último acceso: 18 08 2017]
- Gosney, W. (1982). *Principles of Refrigeration*. Cambridge: Editorial Cambridge University Press. Capítulo: 1 y 3
- Granryd, E. (2001). Hydrocarbons as refrigerants an overview. *International Journal of Refrigeration*, Issue 24, pp. 15-24.
- Granryd, E., Ekroth, I., Lundqvist, P., Palm, B., Rohlin, P. (2005). *Refrigerating Engineering*. Stockholm: Royal Institute of Technology, KTH. Capítulo 5.
- Honeywell. (2017a). *Solstice L40X (R-455A)*. [En línea] Available at: https://www.honeywell-refrigerants.com/europe/wp-content/uploads/2017/02/FPR-021-2017-06-EN_Solstice_L40X_technical_datasheet-LR.pdf. [Último acceso: 17 04 2018].

- Honeywell. (2010). *Genetron Performax LT (R-407F)*. [En línea] Available at: <https://www.honeywell-refrigerants.com/europe/product/genetron-performax-lt/>. [Último acceso: 22 09 2017].
- Honeywell. (2013). *SolsticeTM family of HFOs*. [En línea] Available at: http://www.ozoneprogram.ru/upload/files/h/honeywell_solstice_lgwp_for_high_ambient.pdf. [Último acceso: 26 09 2017].
- Honeywell. (2017b). *Evaporator Temperature and Glide*. [En línea] Available at: https://www.fluorineproducts-honeywell.com/refrigerants/wp-content/uploads/2017/09/1832-Fluorine-Products-Tech-bulletin-Evaporator_v3hr.pdf. [Último acceso: 16 05 2018].
- Hundy, G. F., Trott, A. R. & Welch, T. C. (2008). *Refrigeration and Air-Conditioning 2008*. ProQuest ebrary. Web. 31 March 2017. Copyright © 2008. Oxford: Editorial Butterworth-Heinemann.
- ICF International. (2011). *Development of the GHG Refrigeration and Air Conditioning Model*, [En línea] Available at: https://assets.publishing.service.gov.uk/government/uploads/system/uploads/attachment_data/file/48250/3844-greenhouse-gas-inventory-improvement-project-deve.PDF. [Último acceso: 05 04 2018].
- Indubel S.R.L. (2017). *Refrigerantes*. [En línea] Available at: <http://www.indubel.com.ar/pdf/gases/refrigerantes.pdf>. [Último acceso: 14 03 2017].
- Intergovernmental Panel on Climate Change IPCC. (2013). *Climate Change 2013, The Physical Science Basis*. [En línea] Available at: https://www.ipcc.ch/pdf/assessment-report/ar5/wg1/WGIAR5_SPM_brochure_en.pdf. [Último acceso: 19 01 2017].
- Intergovernmental Panel on Climate Change IPCC. (2014). *Climate Change 2014 Mitigation of Climate Change The Ozone Layer and the Global Climate System*. [En línea] Available at: http://www.ipcc.ch/pdf/assessment-report/ar5/wg3/ipcc_wg3_ar5_full.pdf. [Último acceso: 09 01 2017].
- Intergovernmental Panel on Climate Change, IPCC. (2005). *Safeguarding the Ozone Layer and the Global Climate System: Issues Related to Hydrofluorocarbons and Perfluorocarbons (SROC)*. [En línea] Available at:

https://www.ipcc.ch/pdf/special-reports/sroc/sroc_full.pdf. [Último acceso: 28 06 2017].

International Institute of Refrigeration (IIR). (2007). *Refrigeration Drives Sustainable Development*, París: IIR/IIF–UNEP. [En línea] Available at: http://www.iifiir.org/userfiles/file/webfiles/exclusive_files/Report_RDSD_EN.pdf. [Último acceso: 28 06 2017].

International Institute of Refrigeration, (IIR). (2015). *The Role of Refrigeration in the Global Economy*, [En línea] Available at: http://www.iifiir.org/userfiles/file/publications/notes/NoteTech_29_EN.pdf. [Último acceso: 13 05 2018].

Kim, S. & Kim, M. (2002). Experiment and Simulation on the Performance of an Autocascade Refrigeration System Using Carbon Dioxide as a Refrigerant. *International Journal of Refrigeration*, Issue 25, pp. 1093-1101.

Kopchick, S. & Scancarello, M. (2017). *New Refrigerants Designation and Safety Classifications*. Chicago IL, *E360 Forum*, Emerson. [En línea] Available at: <https://climate.emerson.com/documents/chicago-%E2%80%93new-refrigerants-designation-safety-classifications-en-us-3663334.pdf>. [Último acceso: 18 03 2018].

Kujak, S. & Schultz, K. (2016). Insights into the Next Generation HVAC&R Refrigerant Future. *Science and Technology for the Built Environment*, Issue 22, pp. 1226-1237.

Lavelle, J. (2001). *What You Should Know About Refrigerant Safety National Refrigerants, Inc.*. [En línea] Available at: <http://www.refrigerants.com/pdf/Refrigerant%20Safety.pdf>. [Último acceso: 12 03 2018].

Lemmon, E., Huber, M. & McLinden, M. (2013). *NIST Standard Reference Database 23*. [En línea] Available at: <https://www.nist.gov/sites/default/files/documents/srd/REFPROP9.PDF>. [Último acceso: 12 03 2018].

Llopis, R., Sánchez, D., Cabello, R. Nebot-Andrés, L., Catalán-Gil, J. (2017). R-407H as drop-in of R-404A. Experimental analysis in a low temperature direct

- expansion commercial refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, Issue 80, pp. 11-23.
- Makhnatch, P. & Khodabandeh, R. (2014). *The Role of Environmental Metrics (GWP, TEWI, LCCP) in the Selection of Low GWP Refrigerant*. Taipei, The 6th International Conference on Applied Energy –ICAEE2014. [En línea] Available at: https://www.researchgate.net/publication/271724270_The_role_of_environmental_metrics_GWP_TEWI_LCCP_in_the_selection_of_low_GWP_refrigerant [Último acceso: 24 04 2018].
- Makhnatch, P., Mota-Babiloni, A., Rogstam, J. & Khodabandeh, R. (2017). Retrofit of Lower GWP Alternative R449A into an Existing R404A Indirect Supermarket Refrigeration System. *International Journal of Refrigeration*, Issue 76, pp. 184-192.
- Matsunaga, K. (2002). *Comparison of Environmental Impacts and Physical Properties of Refrigerants*. [En línea] Available at: www.seas.columbia.edu/earth/wtert/sofos/matsunaga_thesis.pdf. [Último acceso: 09 01 2017].
- McLinden, M., Kazakov, A., Brown, J. & Domanski, P. (2014). A Thermodynamic Analysis of Refrigerants: Possibilities and Tradeoffs for Low-GWP Refrigerants. *International Journal of Refrigeration*, Issue 38, pp. 80-92.
- Micallef, D. (2014). *Fundamentals of Refrigeration Thermodynamics*. [En línea] Available at: <https://www.arma.org.au/wp-content/uploads/2017/03/fundamentals-of-refrigeration-thermodynamics.pdf>. [Último acceso: 08 09 2017].
- Ministerio de Industria, Energía y Turismo. (2011). *Legislación. 2011*. [En línea] Available at: http://www.f2i2.net/Documentos/LSI/Dis_5002.pdf. [Último acceso: 12 01 2016].
- Ministry of Economy, Trade and Industry of Japan. (2006). *History of Chlorofluorocarbons*. [En línea] Available at: http://www.meti.go.jp/policy/chemical_management/ozone/files/pamphlet/pampl/08e_basic.pdf. [Último acceso: 14 02 2016].
- Minor, B., Shah, S. & Simoni, L. (2016). *Testing of HFO Refrigerant With Less Than 150 GWP in a Commercial Freezer*. West Lafayette (IN), Purdue University,

- pp. 1-10. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. [En línea] Available at: <https://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2728&context=iracc>. [Último acceso: 07 08 2017].
- Moons, H., Villanueva, A., Calero, M., Ardente, F., Mathieux, F., Labanca, N., Bertoldi, P., Wolf, O. (2014). *Ecodesign for Commercial Refrigeration*. [En línea] Available at: http://susproc.jrc.ec.europa.eu/comrefrig/docs/COMM_REFRIG_PUBLISHED_BKG_DOC%20-%202014%20August%2026.pdf. [Último acceso: 11 09 2017].
- Mota-Babiloni, A. (2016). *Analysis of Low Global Warming Potential Fluoride Working Fluids in Vapour Compression Systems. Experimental Evaluation of Commercial Refrigeration Alternatives*. Valencia: UPV. [En línea] Available at: <https://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/62680/Mota%20-%20ANALYSIS%20OF%20LOW%20GLOBAL%20WARMING%20POTENTIAL%20FLUORIDE%20WORKING%20FLUIDS%20IN%20VAPOUR%20COMPRESSION%20SYS....pdf?sequence=1&isAllowed=y>. [Último acceso: 24 10 2017].
- Mota-Babiloni, A., Navarro Esbrí, J., Barragán, A., Moles, F., Peris, B. (2015a). Analysis Based on EU Regulation No 517/2014 of New HFC/HFO Mixtures as Alternatives of High GWP Refrigerants in Refrigeration and HVAC Systems. *International Journal of Refrigeration*, Issue 52, pp. 21-31.
- Mota-Babiloni, A., Navarro-Esbrí, J., Barragán, A., Molés, F., Peris, B. (2014a). Drop-in Energy Performance Evaluation of R1234yf and R1234ze(E) in a Vapour Compression System as R134a Replacements. *Applied Thermal Engineering*, Issue 71, pp. 259-265.
- Mota-Babiloni, A., Navarro-Esbrí, J., Barragán-Cervera, A., Moles, F., Peris, B. (2014b). Theoretical comparison of low GWP alternatives for different refrigeration configurations taking R404A as baseline. *International Journal of Refrigeration*, Issue 44, pp. 81-90.
- Mota-Babiloni, A., Navarro-Esbrí, J., Mendoza-Miranda, J. & Peris, B. (2017). Experimental evaluation of system modifications to increase R1234ze(E) cooling capacity. *Applied Thermal Engineering*, Issue 111, pp. 786-792.

- Mota-Babiloni, A. Navarro-Esbrí, J., Peris, B., Moles, F., Verdú, G. (2015b). Experimental Evaluation of R448A as R404A Lower-GWP Alternative in Refrigeration Systems. *Energy Conversion and Management, Issue 105*, pp. 756-762.
- Munich Re. (2011). *Overall picture of natural catastrophes in 2010*. [En línea] Available at: <http://www.munichre.com/en/media-relations/publications/press-releases/2011/2011-01-03-press-release/index.html>. [Último acceso: 21 02 2017].
- National Refrigerants, INC. (2010). *R-404A*. [En línea] Available at: http://www.refrigerants.com/pdf/R404A_LINK.pdf. [Último acceso: 18 07 2016].
- Navarro-Esbrí, J. Mendoza-Miranda, J., Mota-Babiloni, A.; Barragán-Cervera, A., Belman-Flores, J. (2013). Experimental Analysis of R1234yf as a Drop-in Replacement for R134a in a Vapor Compression System. *International Journal of Refrigeration, Issue 36*, pp. 870-880.
- Nicola, D., Giuliani, G., Polonara, F. & Stryjek, R. (2005). Blends of Carbon Dioxide and HFCs as Working Fluids for the Low-temperature Circuit in Cascade Refrigerating Systems. *International Journal of Refrigeration, Issue 28*, pp. 130-140.
- Olson, W. (2016). *System Drop-In Test of R-404A Alternate Refrigerants ARM-20b and N-40c (R-448A) in Ice Maker.*, Orlando Fla: AHRI Low-GWP AREP Manitowoc Foodservice. [En línea] Available at: http://www.ahrinet.org/App_Content/ahri/files/RESEARCH/AREP_II/REF-1_Manitowoc.pdf. [Último acceso: 13 08 2017].
- Palm, B. (2008). Hydrocarbons as refrigerants in small heat pump and refrigeration systems - A review. *International journal of refrigeration, Issue 31*, pp. 552-563.
- Pavkovic, B. (2013). Refrigerants – Part 2: Past, present and future perspectives of refrigerants in air-conditioning applications. *REHVA Journal*, pp. 28-33.
- Pearson, A. (2008). Refrigeration with ammonia. *International Journal of Refrigeration, Issue 31*, pp. 545-551.

- Pérouffe, L. & Renevier, G. (2016). *TEST REPORT #67 Compressor Calorimeter Test of Refrigerant ARM-25 in a R-404A Reciprocating Compressors*, Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute (AHRI) Low-GWP Alternative Refrigerants Evaluation. Available at: http://www.ahrinet.org/App_Content/ahri/files/RESEARCH/AREP_Final_Reports/AHRI_Low_GWP_AREP_Rpt_067.pdf. [Último acceso: 29 11 2017].
- Pontes, A. & Bandarra-Filho, E. (2016). Experimental Investigation on The Performance and Global Environmental Impact of a Refrigeration System Retrofitted with Alternative Refrigerants. *International Journal of Refrigeration*, Issue 70, pp. 119-127.
- Programa de las Naciones Unidas para el MedioAmbiente. (2000). *Protocolo de Montreal relativo a las sustancias que agotan la capa de ozono*. [En línea] Available at: <http://www.oei.es/salactsi/ADA699D5.pdf>. [Último acceso: 21 02 2016].
- Rajendran, R. (2013). *Promising Lower GWP Refrigerants in Air-Conditioning and Refrigeration Systems*. Bangkok, Advancing Ozone and Climate Protection Technologies Conference. [En línea] Available at: http://www.unep.fr/bangkoktechconference/docs/IIIB-2%20Rajan%20Rajendran_Bangkok%20Technical%20Conference%202013%20Final.pdf. [Último acceso: 03 03 2017]
- Rajendran, R. (2017). New Refrigerant Alternatives Available Today. *E360 Outlook Emerson*, 3(2), pp. 15-17. [En línea] Available at: <https://climate.emerson.com/documents/v3-n2-rajan-on%E2%80%A6new-refrigerant-alternatives-available-today-en-us-1573144.pdf>. [Último acceso: 08 07 2017]
- Rajendran, R. Angle, S., Ritter, R., Allgood, C., Pottker, G. (2017). *Making Sense of the Latest Rulemaking on Acceptable Refrigerants*. Raleigh, N.C., Emerson, pp. 1-33. [En línea] Available at: <https://climate.emerson.com/documents/raleigh-%E2%80%93-making-sense-of-latest-rulemaking-on-acceptable-refrigerants-en-us-3722158.pdf>. [Último acceso: 28 01 2018]
- Rajendran, R. & Nicholson, A. (2014). *Compressor Calorimeter Test of Refrigerant L-40 in a R-404A Reciprocating Compressor*. Report 37, Arlington: AHRI. [En línea] Available at:

- http://www.ahrinet.org/App_Content/ahri/files/RESEARCH/AREP_Final_Reports/AHRI_Low-GWP_AREP-Rpt-037.pdf [Último acceso: 19 02 2017]
- Rasti, M., Hatamipour, M., Aghamiri, S. & Tavakoli, M. (2011). *Experimental study of R600a and R436a to replace R134a in a domestic refrigerator and freezer*. Kish, Iran, 7th International Chemical Engineering Congress & Exhibition. [En línea] Available at: https://www.researchgate.net/profile/Mehdi_Rasti2/publication/275935560_Experimental_study_of_R600a_and_R436a_to_replace_R134a_in_a_domestic_refrigerator_and_freezer/links/5549bf5b0cf205bce7ac3d4b/Experimental-study-of-R600a-and-R436a-to-replace-R134a-in-a-domestic-refrigerator-and-freezer.pdf. [Último acceso: 17 09 2017]
- Riffat, S., Afonso, C. & Olivera, A. R. D. (1997). Natural Refrigerants for Refrigeration and Air Conditioning System. *Thermal Engineering, Issue 17*, pp. 33-42.
- San-Roman, M. (2016). *Solstice L40X (R-455A)*. Germany. Nuremberg, Chillventa. [En línea] Available at: <https://www.honeywell-refrigerants.com/europe/wp-content/uploads/2016/10/Chillventa-2016-Commercial-Refrigeration-presentation11.pdf>. [Último acceso: 11 09 2017]
- Sarbu, I. (2014). A review on substitution strategy of non-ecological refrigerants from vapour compression-based refrigeration, air-conditioning and heat pump systems. *International Journal of Refrigeration, Issue 46*, pp. 123-141.
- Sedliak, J. (2015). *Compressor Calorimeter Test of Refrigerant Blend HDR110 in a R-404A Reciprocating Compressor*. Test Report #49, Arlington: AHRI. [En línea] Available at: http://www.ahrinet.org/App_Content/ahri/files/RESEARCH/AREP_Final_Reports/AHRI_Low_GWP_AREP_Rpt_049.pdf. [Último acceso: 02 03 2018]
- Sherwood-Rowland, F. & Molina, M. (1974). *Stratospheric Sink for Chlorofluoromethanes: Chlorine Atom-catalysed Destruction of Ozone*. [En línea] Available at: <https://courses.seas.harvard.edu/climate/eli/Courses/EPS281r/Sources/Ozone-hole/2-Molina-Rowland-1974.pdf>. [Último acceso: 21 02 2016].
- Sivasakthivel, T. & Siva-Kumar-Reddy, K. (2011). Ozone Layer Depletion and Its Effects: A Review. *International Journal of Environmental Science and Development, Issue 2*, pp. 30-37.

- Solomon, S., Qin, D., Manning, M., Chen, Z., Marquis, M., Averyt, K., Tignor, M. (2007). *Changes in Atmospheric Constituents and in Radiative Forcing*. [En línea] Available at: <https://www.ipcc.ch/pdf/assessment-report/ar4/wg1/ar4-wg1-chapter2.pdf>. [Último acceso: 27 01 2016].
- The European Parliament and the Council of the European Union. (2014). *Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the Council on Fluorinated Greenhouse Gases*. [En línea] Available at: <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:32014R0517&f>. [Último acceso: 14 11 2017].
- Trott, A. R. & Welch, T. (1999). *Refrigeration and Air Conditioning*. United Kingdom: Editorial Butterworth Heinemann.
- United Nations Environment Programme (2017). *Update on New Refrigerants Designations and Safety Classifications*. [En línea] Available at: <http://s3-eu-central-1.amazonaws.com/cp-website-images/wp-content/uploads/2017/03/UNEnv-ASHRAE-fact-sheet-on-refrigerant-designation-and-safety-classification-2017-English1.pdf>. [Último acceso: 19 01 2018].
- United Nations Environment Programme UNEP. (2010). *Manual for Refrigeration Servicing Technicians*. [En línea] Available at: http://www.unep.fr/ozonaction/information/mmcfles/7443-e-Ref_manual_servicing_technicians.pdf. [Último acceso: 19 11 2016].
- United Nations Environment Programme UNEP. (2011). *Report of the Refrigeration, Air-conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee 2010*. [En línea] Available at: https://acd-ext.gsfc.nasa.gov/Documents/O3_Assessments/Docs/WMO_2010/2010assessment/RTOC_2010_Assessment_Report.pdf. [Último acceso: 07 07 2016].
- United Nations Environment Programme UNEP Ozone Secretariat. (2015). *Commercial Refrigeration*. Bangkok, Workshop on HFC management: technical issues. [En línea] Available at: <http://www.gluckmanconsulting.com/wp-content/uploads/2015/04/FS-4-Commercial-Refrigeration-final.pdf>. [Último acceso: 21 06 2017].
- United Nations Environment Programme. (2014). *International Standards in Refrigeration and Air-Conditioning*. [En línea] Available at:

- http://www.unep.fr/ozonaction/information/mmcfiles/7679-e-International_Standards_in_RAC.pdf. [Último acceso: 20 02 2017].
- United States Environmental Protection Agency. (2016). *Refrigerant Safety*. [En línea] Available at: <https://www.epa.gov/snap/refrigerant-safety>. [Último acceso: 14 03 2018].
- UPMC Adult Congenital Heart Disease Center. (2014). *The Difference Between UVA, UVB, and UVC Rays*. [En línea] Available at: <https://share.upmc.com/2014/07/infographic-abcs-uv-difference-uva-uvb-uvc/>. [Último acceso: 18 06 2018].
- Urbieto, H. (2015). *System Drop-in Tests of Refrigerants N-40 and L-20 in a R-404A Ice Machine. Report 48*, Arlington: AHRI.
- U.S. Department of Health and Human Services. (2000). *Broad-Spectrum Ultraviolet (UV) Radiation and UVA, and UVB, and UVC* [En línea] Available at: https://ntp.niehs.nih.gov/ntp/newhomeroc/roc10/uv_no_appendices_508.pdf. [Último acceso: 21 06 2018].
- Venkatarathnam, G. & Srinivasa-Murthy, S. (2012). Refrigerants for Vapour Compression Refrigeration Systems. . *Resonance*. pp. 139-162. [En línea] Available at: <https://www.ias.ac.in/article/fulltext/reso/017/02/0139-0162> [Último acceso: 22 04 2017].
- Wang , X., Amrane, K. & Johnson, P. (2012). *Low Global Warming Potential (GWP) Alternative Refrigerants Evaluation Program (Low-GWP AREP)*. Purdue, International Refrigeration and Air Conditioning Conference Purdue University. [En línea] Available at: <https://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2221&context=iracc>. [Último acceso: 17 03 2018].
- Wang, S. K. (2001). *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration*. New York: McGraw-Hill. [En línea] Available at: <http://www.gmpua.com/CleanRoom/HVAC/Cooling/Handbook%20of%20Air%20Conditioning%20and%20Refrigeration.pdf>. [Último acceso: 29 07 2017].
- Wang, X. & Amrane, K. (2014). *AHRI Low Global Warming Potential Alternative Refrigerants Evaluation Program (Low-GWP AREP) - Summary of Phase I Testing Results*. Purdue University, AHRI. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. [En línea] Available at:

<https://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2415&context=iracc>.
[Último acceso: 04 02 2018].

Yana-Motta, S. & Spatz, M. (2012). *Low GWP Replacements for R404A in Commercial Refrigeration Applications*. [En línea] Available at: <https://www.honeywell-refrigerants.com/india/?document=low-gwp-replacements-for-r404a-in-commercial-refrigeration-applications-paper-november-2012&download=1>.
[Último acceso: 26 03 2018].

Yana-Motta, S., Spatz, M., Pottker, G. & Smith, G. (2014). *Refrigerants with Low Environmental Impact for Refrigeration Applications*. West Lafayette, Indiana, Purdue University, AHRI. International Refrigeration and Air Conditioning Conference [En línea] Available at: <https://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?referer=https://www.google.es/&httpsredir=1&article=2553&context=iracc>. [Último acceso: 13 05 2017].